

⑬ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 3835333 A1

⑳ Aktenzeichen: P 38 35 333.4
㉑ Anmeldetag: 17. 10. 88
㉒ Offenlegungstag: 19. 4. 90

⑤ Int. Cl. 5:
F01L 1/34

F 01 L 1/04
F 01 L 1/28
F 01 L 9/00
F 02 P 5/00
F 02 D 1/16
// F02F 1/42

DE 3835333 A1

㉗ Anmelder:
Plesek, Dalibor, 4630 Bochum, DE

㉘ Erfinder:
gleich Anmelder

⑤4 Konzept zur variablen Ventilsteuerung auf Basis von Nockenwellenphasenverschiebung

Die Laststeuerung eines Ottomotors ohne Drosselklappe mit Hilfe einer variablen Ventilsteuerung ist technisch durchführbar, jedoch wegen des unverhältnismäßig hohen Konstruktionsaufwandes zur Zeit wirtschaftlich nicht realisierbar. Bereits untersuchte Konzepte zur variablen Ventilsteuerung, die auf einer stufenlosen Nockenwellenphasenverschiebung beruhen, konnten in Ermangelung geeigneter Stellglieder der Nockenwellen bis heute nicht verwirklicht werden.

In einer ausführlichen Recherche wurden Lösungsvorschläge zur stufenlosen Nockenwellenphasenverschiebung auf technischen Aufwand überprüft. Es wurde festgestellt, daß der einfachste Lösungsweg darin besteht, das Antriebsglied der Nockenwellen - Zahnriemen oder Kette - zu beeinflussen. Vorgeschlagene Lösungen wurden auf Funktion überprüft und festgestellt, daß sie nicht funktionieren. In der Patentanmeldung P 3705966.1, die auf dieselbe Anmelderin zurückgeht, wurde eine Prinziplösung vorgeschlagen, die die Nichtfunktionalität behoben hat. In Anlehnung an die Prinziplösung wurden anwendbare Lösungsvorschläge zur stufenlosen Nockenwellenphasenverschiebung für verschiedene Motorbauarten erarbeitet.

Bei Verbrennungsmotoren mit Vielventiltechnik wurde ein Weg aufgezeichnet, der mit einfachen technischen Mitteln auch eine Veränderung der Öffnungsdauer des Einlaß- und Auslaßvorganges erlaubt.

Ferner wurde eine leicht modifizierte Anordnung der Nockenwellenzahnräder vorgeschlagen, die auch eine sehr enge

DE 3835333 A1

Beschreibung

1. Laststeuerung ohne Drosselklappe

Die Vorteile einer variablen Ventilsteuerung sind bekannt. Anspruchsvolle technische Lösungen, die beim Ottomotor auch eine Laststeuerung ohne Drosselklappe ermöglichen, sind äußerst kompliziert und erfordern vielfältige Veränderungen im Bereich des Zylinderkopfes. Als Beispiel seien Konzepte genannt, die an der Technischen Universität Wien und in der VW-Forschung entwickelt und erprobt wurden.

Wichart stellte eine mechanische variable Ventilsteuerung vor. Im Bild 1 ist die Konstruktion des Zylinderkopfes mit der dazugehörigen Steuermechanik dargestellt [1].

Geringer entwickelte eine variable Ventilsteuerung auf elektronisch hydraulischer Basis, Bild 2 [2].

Walzer untersuchte eine Drehschiebersteuerung. Die Schnittzeichnung des Zylinderkopfes zeigt das Bild 3 [3].

Die Funktionsweise der Entwicklungen wird hier nicht näher erklärt.

Im Bild 4 ist die Schnittzeichnung eines herkömmlichen Zylinderkopfes dargestellt.

Schon aus dem Vergleich der Zylinderköpfe ist erkennbar, daß der technische Aufwand insbesondere der Wiener Entwicklungen beträchtlich ist und zur Zeit in keinem Verhältnis zum wirtschaftlichen Nutzen dieser Einrichtungen steht, so daß diese Steuerungssysteme zunächst lediglich für Forschungs- und Versuchszwecke verwirklicht wurden.

2. Nockenwellenphasenverschiebung

Es ist bekannt, daß bei unterschiedlichen Betriebszuständen des Verbrennungsmotors durch eine Nockenwellenphasenverschiebung deutlich verbesserte Bedingungen für den Gaswechsel geschaffen werden, auch wenn dabei die Öffnungsdauer des Einlaß- und Auslaßvorganges nicht verändert wird. Daraus resultieren Vorteile vor allem hinsichtlich der Abgasemissionen, aber auch des Kraftstoffverbrauches, des Drehmomentverlaufes und der Leerlaufstabilität.

2.1. Fiat

Fiat untersuchte die Auswirkungen einer Nockenwellenphasenverschiebung an einem Zweiventil-Lancia-Motor. Die Einlaß- und Auslaßnockenwellen werden in deren Längsachse drehzahlabhängig verschoben. Dabei erfahren sie einen Phasenversatz, da das Nockenwellenzahnrad mit der Nockenwelle über eine Schrägverzahnung miteinander in Verbindung steht. Zusätzlich wird der Ventilhub durch konische Nocken verändert. Die aufwendige Konstruktion ist im Bild 5 gezeigt. Im Bild 6 sind die Auswirkungen der Nockenwellenphasenverschiebung auf den mittleren Arbeitsdruck und den spezifischen Kraftstoffverbrauch dargestellt [4].

2.2. Daimler Benz

Daimler Benz bediente sich für Versuchszwecke einer Konstruktion, die das Bild 7 zeigt. Über sehr breite, schrägverzahnte Zahnräder, die auf den Nockenwellen axial verschoben werden, wird eine Phasenverschiebung erzielt [5].

2.3. Alfa Romeo

Alfa Romeo setzt als einziger Automobilhersteller serienmäßig eine Lösung ein, die im Bild 8 gezeigt ist. Über eine auf der Nockenwelle axial verschiebbare Zwischenmuffe, die innen schräg und außen gerade verzahnt ist, wird die Einlaßnockenwelle drehzahlabhängig phasenverschoben. Obwohl die Phasenverschiebung nicht stufenlos erfolgt, werden Verbesserungen beim Gaswechsel erzielt. Aber auch hier ist die konstruktive Ausführung mit einem recht hohen technischen Aufwand verbunden, so daß auf die Phasenverschiebung der Auslaßnockenwelle verzichtet wurde [6].

3. Beeinflussung des Antriebsgliedes der Nockenwelle

In der Patentschriften- und Normenauslegestelle der Universität Dortmund wurden in einer mehrmonatigen Recherche Patente bzw. Patentanmeldungen zur stufenlosen Nockenwellenphasenverschiebung auf technischen Aufwand überprüft. Es wurde festgestellt, daß die Beeinflussung des Antriebsgliedes der Nockenwelle — Zahnriemen oder Kette — den einfachsten Lösungsweg darstellt. Die vorliegenden Vorschläge wurden auf Funktion überprüft und festgestellt, daß sie aus verschiedenen Gründen nicht funktionstüchtig sind. An einigen Beispielen wird dies näher erläutert.

3.1. Patentanmeldung DE 34 06 100.2

Im Bild 9 ist der Lösungsvorschlag gezeigt. Durch ein drehzahlabhängiges Auslenken des Nockenwellenantriebs soll ein Phasenversatz erreicht werden. Bild 10 zeigt ein Beispiel der Anmeldung. Links ist die ausgelenkte Lage A und rechts die Mittellage B dargestellt.

Die Riemenlänge beträgt in der Lage A

$$\begin{aligned}
 l_A &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 \\
 &= 66,7 + 51,0 + 8,4 + 117,0 + 34,9 + 148,5 \\
 l_A &= 426,5 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

und in der Mittellage B

$$\begin{aligned}
 l_B &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 \\
 l_B &= 67,4 + 51,0 + 4,6 + 105,0 + 33,8 + 105,0 + 4,6 + 51,0 \\
 l_B &= 422,4 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Es muß gelten

$$l_A = l_B \text{ aber } l_A \neq l_B$$

Die vorgeschlagene Lösung funktioniert nicht, weil sich der Antriebsriemen beim Verschieben der Steuerräder von der Lage A in die Lage B um 4,1 mm verkürzen und dann in entgegengesetzter Auslenkung wieder um denselben Betrag verlängern müßte. Wird der Antriebsriemen in der Mittellage B gespannt, dann lassen sich die Steuerräder überhaupt nicht bewegen, da sich der Antriebsriemen augenblicklich verlängern müßte [7]

3.2. Patentanmeldung DE 35 09 094.4

Bild 11 zeigt die Patentanmeldung DE 35 09 094.4. Mit Hilfe von Steuerrollen, die zwischen den Zahnradern der Nockenwellen und der Kurbelwelle auf den Riemenrücken angreifen, sollen die Nockenwellen phasenverschoben werden. Im Bild 12 ist ein Beispiel dargestellt. Es wurden die Riemenlängenänderungen im Wirkbereich der Steuerrollen 1 und 2 berechnet. Anhand der Riemenlängenänderungskurven ist ersichtlich, daß sie im Wirkbereich der Steuerrollen 1 und 2

- sehr unterschiedlich verlaufen und
- nicht linear sind, Bild 13.

Ein Steuerungs- und Regelungssystem für die Steuerrollen dürfte sich in praktischer Ausführung als äußerst schwierig erweisen. Weiter muß berücksichtigt werden, daß beim Verschieben der Steuerrollen zunächst lediglich die Riemen Spannung verändert wird. Dies widerspricht den Empfehlungen der Zahnriemenhersteller, die eine genau definierte Zahnriemenvorspannung vorschreiben. Und schließlich entspricht der Abstand der Nockenwellenzahnräder zueinander nicht den wirklichen Verhältnissen am Verbrennungsmotor [8].

3.3. Patentanmeldung JP 57-1 21 294

Bild 14 zeigt den Lösungsvorschlag, der durch die Patentanmeldung JP 58-1 40 510 um eine Steuerelektronik erweitert wurde, Bild 15. Die Einlaßnockenwelle 18 soll mittels Steuerrollen 25, die um die Einlaßnockenwelle radial verschoben werden, einen Phasenversatz erfahren. Bild 16 zeigt ein Beispiel, wobei lediglich der Wirkbereich der Steuerrollen dargestellt ist.

Die Riemenlänge beträgt in der ausgelenkten Lage A

$$\begin{aligned}
 l_A &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 \\
 &= 110,0 + 64,5 + 41,0 + 16,8 + 71,0 + 17,0 \\
 l_A &= 320,3 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

und in der Mittellage B

$$\begin{aligned}
 l_B &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9 \\
 &= 12,2 + 45,1 + 10,1 + 41,0 + 65,4 + 41,0 + 8,6 + 68,0 + 8,9 \\
 l_B &= 300,3 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Es muß gelten

$$l_A = l_B \text{ aber } l_A \neq l_B$$

Auch dieser Lösungsvorschlag kann nicht funktionieren, weil sich der Antriebsriemen beim Verschieben der Steuerrollen um 20,0 mm verlängern und verkürzen müßte. Beim Einspannen des Antriebsriemens in der Mittellage B, können die Steuerrollen nicht verschoben werden. Außerdem funktioniert ein Viertaktmotor mit einem Übersetzungsverhältnis Kurbelwelle/Nockenwelle 1 zu 1, wie die Bilder 14 und 15 zeigen grundsätzlich nicht [9] und [10].

3.4. Weitere Lösungsvorschläge

Es gibt noch weitere Lösungsvorschläge, auf die hier nicht näher eingegangen wird, Bilder 17 bis 25. Obwohl auf sie teilweise nationale und internationale Patente erteilt wurden, muß auch diesen die Funktion versagt

bleiben.

- Bild 17: Patentanmeldung US 82/01 468 10/1981 [11]
 Bild 18: Patentanmeldung US 36 83 875 6/1970 [12]
 5 Bild 19: Patentanmeldung GB 6 14 688 5/1929 [13]
 Bild 20: Patentanmeldung DE 27 47 884.8 10/1977 [14]
 Bild 21: Patentanmeldung DE 35 34 446.6 9/1985 [15]
 Bild 22: Patentanmeldung DE 19 64 005 12/1969 [16]
 Bild 23: Patentanmeldung DE 35 06 107.3 2/1985 [17]
 10 Bild 24: Patentanmeldung I 6 39 467 10/1966 [18]
 Bild 25: Patentanmeldung CS 67 93-69 10/1969 [19]

4. Prinzip der Nockenwellenphasensteuerung

- 15 In der Patentanmeldung P 37 05 966.1 ist das Prinzip der Nockenwellenphasensteuerung gezeigt, das im Bild 26 wiedergegeben ist. Von dem Kurbelwellenzahnrad 7 wird über einen Zahnriemen 3 das Nockenwellenzahnrad 1 angetrieben. Die Phasenlage der Nockenwelle 2 wird durch das lineare Verschieben der Steuerrollen 5 relativ zur Kurbelwelle 8 verändert. Die Steuerrollen 5 sind auf einer gemeinsamen Haltevorrichtung 6 befestigt. Die Leitrollen oder Leitzahnräder 4 gewährleisten einen parallelen Verlauf der von den Steuerrollen 5 ausgehenden Riemenstränge. Der parallele oder nahezu parallele Verlauf der Riemenstränge ist die Bedingung für die Funktionalität der Steuerung. Diese war bei keinem der vorangegangenen Lösungsvorschläge erfüllt. Unter Berücksichtigung bereits vorhandener Zahnräder der Kurbelwelle, der Nockenwellen und der Nebenaggregate, und je nach Motorbauart, reduziert sich die erforderliche Anzahl der Leitrollen erheblich, wie später noch gezeigt wird.

- 25 Für die Riemenlängenänderung Δl im Wirkbereich der Steuerrollen gilt

$$\Delta l / \text{Rolle links} = \Delta l / \text{Rolle rechts}$$

Die Gesamtriemenlänge muß erhalten bleiben

- 30 $\Delta l_{R1} - \Delta l_{Rr} = 0$

wobei

- 35 $\Delta l = 2 \Delta s$

und

Δs = Verschiebebetrag der Steuerrollen

- 40 Für die Nockenwellenphasenverschiebung $\Delta \alpha$ bei einem Viertaktmotor gilt

$$\Delta \alpha^{\circ} \text{KW} = \frac{n \cdot 2 \Delta s}{\pi \cdot d} 360$$

- 45 $= \frac{4 \cdot \Delta s}{\pi \cdot d} 360$

- 50 n = Übersetzungsverhältnis Kurbelwelle/Nockenwelle 2 : 1
 d = Durchmesser des Nockenwellenzahnrades

Der Durchmesser der Steuerrollen hat keinen Einfluß auf die Nockenwellenphasenverschiebung.

- 55 Bild 27 zeigt die Phasenverschiebung bei einem Nockenwellenzahnrad Durchmesser von $d = 114,65$ mm. Beim Verschieben der Steuerrollen beispielsweise um $\Delta s = 30,0$ mm, wird die Nockenwelle um $\Delta \alpha = 120^{\circ}$ KW phasenverschoben.

Mit bisherigen Nockenwellensteuergeräten konnte ein maximaler Phasenversatz von etwa 50° KW erreicht werden.

- 60 Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, unter Beibehaltung der Prinziplösung der Patentanmeldung P 37 05 966.1 einen Weg aufzuzeigen, der

- 65 — auch bei unterschiedlicher Anzahl von Nockenwellen und bei verschiedenen Motorbauarten den Nockenwellenphasenversatz möglich macht;
 — bei Verbrennungsmotoren in Vielventiltechnik auch eine Veränderung der Öffnungsdauer des Einlaß- und Auslaßvorganges erlaubt und
 — bei einem Doppelnockenwellen-Zylinderkopf durch eine leicht modifizierte Anordnung der Nockenwellenzahnräder auch eine sehr enge Ventikwinkelanordnung ermöglicht.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß

1. die Phasenlage der Nockenwelle(n) 2 durch das Verschieben der Steuerrollen 5 relativ zueinander und zur Kurbelwelle verändert wird, und zwar

- für Reihenmotoren nach den Ausführungsbeispielen in den Bildern 28 bis 33
- für Boxermotoren nach den Ausführungsbeispielen in den Bildern 34 bis 39
- für V-Motoren nach den Ausführungsbeispielen in den Bildern 40 bis 44

2. in einem Zylinderkopf, der mindestens zwei Einlaß- und zwei Auslaßventile pro Zylinder aufweist, die Einlaß- und Auslaßventilpaare diagonal, diametral oder senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes angeordnet werden

3. durch eine logische Verknüpfung der Vorschläge 1 und 2 die Öffnungsdauer des Einlaß- und Auslaßvorganges verändert wird

4. die Nockenwellenzahnräder in der Längs- und Querachse des Zylinderkopfes versetzt angeordnet werden, Bilder 30, 33, 36, 39, 42, 43, 44.

4.1. Reihenmotor

Die Bilder 28 bis 33 zeigen eine Auswahl von möglichen Ausführungsbeispielen an einem Reihenmotor, die kurz beschrieben werden.

Bild 28:

Die Phasenlage wird einlaß- und auslaßseitig verändert. Da die Nockenwelle sowohl Einlaß- als auch Auslaßnocken trägt, kann die Überschneidung im OT nicht beeinflußt werden.

Bild 29:

Die Einlaß- und Auslaßventile werden von einer Einlaß- und einer Auslaßnockenwelle betätigt. Die Phasenlage der Auslaßnockenwelle ist konstant und die der Einlaßnockenwelle wird verändert. Die Überschneidung im OT wird einlaßseitig günstig beeinflußt. Da die Nockenwellenzahnräder in einer Ebene liegen, können die Einlaß- und Auslaßventile nur unter einem großen Winkel zueinander stehen.

Bild 30:

Die Funktion entspricht Bild 29. Die Nockenwellenzahnräder sind in der Längsachse des Zylinderkopfes versetzt. Dadurch können die Einlaß- und Auslaßventile unter einem kleinen Winkel angeordnet werden. Dies führt zu einer anderen Brennraumgeometrie, die bei hochverdichteten Motoren von Vorteil ist. Hinzu kann der Zylinderkopf eine kompaktere Bauform annehmen.

Bild 31:

Die Steuerrollen der Einlaß- und Auslaßseite sind auf einer gemeinsamen Haltevorrichtung befestigt und werden mittels eines einzigen Schrittmotors verschoben. Der Phasenversatz der Nockenwellen ist miteinander gekoppelt und erfolgt in entgegengesetzter Richtung. Die Überschneidung im OT wird einlaß- und auslaßseitig vorteilhaft beeinflußt.

Bild 32:

Die Nockenwellen werden mit Hilfe von zwei Schrittmotoren unabhängig voneinander phasenverschoben.

Bild 33:

Die Funktion entspricht Bild 32. Die Nockenwellenzahnräder sind versetzt angeordnet.

4.2. Boxermotor

Analog zu Reihenmotor sind in den Bildern 34 bis 39 Ausführungsbeispiele für Boxermotoren dargestellt. Dabei ist zu beachten, daß Nockenwellen gleicher Funktion für beide Zylinderreihen mit einem einzigen Schrittmotor phasenversetzt werden.

4.3. V-Motor

Die Bilder 40 bis 44 zeigen denkbare Ausführungsbeispiele für V-Motoren. Auch hier wird der Phasenversatz von Nockenwellen gleicher Funktion mit einem einzigen Schrittmotor erzielt.

5. Synchrones oder asynchrones Betätigen zweier Einlaß- und/oder zweier Auslaßventile pro Zylinder

Die Ausführungsbeispiele zeigen, daß es mit einfachen technischen Mitteln möglich ist, die Phasenlage der Nockenwellen zu verändern. Der Einsatz von Vielventiltechnik im modernen Motorenbau bietet in Verbindung mit der Nockenwellenphasenverschiebung die Möglichkeit, die Öffnungsdauer des Einlaß- und Auslaßvorganges zu verändern. Das Steuerungskonzept basiert auf dem Gedanken von synchronem oder asynchronem Öffnen und Schließen zweier Einlaß- und/oder zweier Auslaßventile pro Zylinder.

5.1. Variables Schließen des Einlaßorgans

Bild 45 zeigt die herkömmliche Ventilanordnung in einem Zylinderkopf, der zwei Ein- und ein Auslaßventil pro Zylinder aufweist. Die Einlaßventile EV1 und EV2 liegen parallel zur Längsachse des Zylinderkopfes.

Im **Bild 46** liegt das Einlaßventilpaar gemäß Steuerungskonzept diametral, diagonal oder senkrecht zur

Längsachse. Mögliche Kanalanordnungen gibt das Bild 47 wieder. Die Einlaßventile *EV1* und die Auslaßventile *AV* werden von der Nockenwelle I und die Einlaßventile *EV2* von der Nockenwelle II betätigt. Die Grundsteuerzeiten stellen einen Kompromiß dar und werden einlaß- und auslaßseitig für gute Füllung der Zylinder bei niedrigen Drehzahlen ausgelegt. Zur Anwendung kommt der Nockenwellenantrieb für Reihengmotoren nach Bild 29 oder 30, für Boxermotoren nach Bild 35 oder 36 und für V-Motoren nach Bild 41 oder 42.

Funktionsweise der Steuerung, Bild 46

Bei niedrigen Drehzahlen öffnen und schließen die Einlaßventile *EV1* und *EV2* synchron. Bei ansteigenden Drehzahlen soll das Einlaßorgan später geschlossen werden. Um das zu erreichen, werden die Steuerrollen in Richtung *A* verschoben, so daß die Nockenwelle II einen negativen Phasenversatz erfährt. Das bedeutet, daß die Einlaßventile *EV1* und *EV2* von nun an asynchron arbeiten. Die Einlaßventile *EV2* öffnen und — was wichtiger ist — schließen das Einlaßorgan später als die Einlaßventile *EV1*. Bei niedrigeren Drehzahlen werden die Steuerrollen in Richtung *B* verschoben, bis schließlich die Einlaßventile *EV1* und *EV2* wieder synchron arbeiten.

5.2. Variables Schließen des Einlaß- und Auslaßorgans

Im Bild 48 ist die herkömmliche Anordnung der Ventile in einem Zylinderkopf mit zwei Einlaß- und Auslaßventilen je Zylinder wiedergegeben. Das Einlaßventilpaar *EV1*, *EV2* und das Auslaßventilpaar *AV1*, *AV2* liegen parallel zur Längsachse des Zylinderkopfes.

Bild 49 zeigt die Einlaß- und Auslaßventilpaare gemäß Steuerungskonzept senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes angeordnet. Denkbare Kanalanordnungen sind im Bild 50 dargestellt. Die Einlaßventile *EV1* und die Auslaßventile *AV1* werden von der Nockenwelle I und die Einlaßventile *EV2* und die Auslaßventile *AV2* von der Nockenwelle II betätigt. Die Grundsteuerzeiten werden mit Schwerpunkt für möglichst optimale Zylinderfüllung bei niedrigen Drehzahlen ausgelegt. Der Nockenwellenantrieb erfolgt für Reihengmotoren nach Bild 29 oder 30, für Boxermotoren nach Bild 35 oder 36 und für V-Motoren nach Bild 41 oder 42.

Funktionsweise der Steuerung, Bild 49

Bei niedrigen Drehzahlen öffnen und schließen die Einlaßventile *EV1* mit *EV2* und die Auslaßventile *AV1* mit *AV2* synchron, entsprechend der festgelegten Steuerzeiten. Bei ansteigenden Drehzahlen soll das Einlaß- und Auslaßorgan später geschlossen werden. Die Steuerrollen werden deshalb in Richtung *A* verschoben, wodurch die Nockenwelle II in Richtung später phasenverschoben wird. Demzufolge schließen die Einlaßventile *EV2* und die Auslaßventile *AV2* das Einlaß- und Auslaßorgan später als die Einlaßventile *EV1* und die Auslaßventile *AV1*. Sollen die Einlaßventile *EV2* und die Auslaßventile *AV2* wieder früher schließen, dann werden die Steuerrollen in Richtung *B* verschoben, so daß die Nockenwelle II eine Phasenverschiebung in Richtung früher erfährt, bis sich wieder ein synchrones Betätigen der Einlaßventile *EV1* mit *EV2* und der Auslaßventile *AV1* mit *AV2* einstellt.

5.3. Variables Öffnen und Schließen des Einlaß- und Auslaßorgans

Die Ventil- und Kanalanordnung und die Festlegung der Steuerzeiten entspricht 5.2. Zusätzlich wird auch die Nockenwelle I phasenversetzt, und zwar mit den Nockenwellenantrieben für Reihengmotoren nach Bild 31 oder 32 oder 33, für Boxermotoren nach Bild 37 oder 38 oder 39 und für V-Motoren nach Bild 43 oder 44.

Funktionsweise der Steuerung, Bild 49

Bei niedrigen Drehzahlen werden die Einlaßventile *EV1* mit *EV2* und die Auslaßventile *AV1* mit *AV2* synchron angesteuert. Bei ansteigenden Drehzahlen soll das Einlaß- und Auslaßorgan früher geöffnet und später geschlossen werden. Die Steuerrollen beider Nockenwellen werden in Richtung *A* verschoben. Dabei erfährt die Nockenwelle I einen Phasenversatz in Richtung früher und die Nockenwelle II in Richtung später. Die Einlaßventile *EV1* mit *EV2* und die Auslaßventile *AV1* mit *AV2* werden folglich asynchron betätigt. Die Einlaß- und Auslaßventile *EV1* und *AV1* öffnen das Einlaß- und Auslaßorgan früher und die Einlaß- und Auslaßventile *EV2* und *AV2* schließen das Einlaß- und Auslaßorgan später. Soll das Einlaß- und Auslaßorgan wieder später geöffnet und früher geschlossen werden, dann werden die Steuerrollen beider Nockenwellen in Richtung *B* verschoben, so daß die Nockenwelle I einen Phasenversatz in Richtung später und die Nockenwelle II in Richtung früher erfährt, bis schließlich die Nockenwellen I und II wieder phasengleich arbeiten.

Die Steuerungsvorgänge von 5. sind in den Bildern 51 bis 53 an Beispielen verdeutlicht.

6. Möglichkeiten zur Optimierung

Das vorhandene Potential der variablen Ventilsteuerung kann durch gezielte Maßnahmen wie

- unterschiedliche Ventildurchmesser,
- Saugrohrgestaltung und
- Einzeldrosselklappen

noch weiter verbessert werden.

6.1. Ventildurchmesser

Damit auch bei hohen Drehzahlen ein ausreichender Einlaßquerschnitt nach *UT* zur Verfügung steht, ist es vorteilhaft, den Durchmesser des später schließenden Einlaßventils *EV2* größer zu wählen als des Einlaßventils *EV1*. Weiter kann für die später schließende Einlaßseite auch ein zweites, zusätzliches Einlaßventil *EV2* vorgesehen werden, Bild 54. 5

6.2. Saugrohrgestaltung

Die Einlaßventile *EV1* und *EV2* können an gleich lange Saugrohre angeschlossen werden. Es ist aber sinnvoll, das Einlaßventil *EV1* an ein langes und das Einlaßventil *EV2* an ein kurzes Saugrohr anzuschließen. Dadurch wird die Saugrohrlänge des *EV1*-Ventils für niedrige und die des *EV2*-Ventils für hohe Drehzahlen angepaßt, Bild 55. 10

6.3. Einzeldrosselklappen

Für die Einlaßventile *EV2* können Einzeldrosselklappen vorgesehen werden, die die Saugrohre bei niedrigen Drehzahlen verschließen. Die Zylinder werden lediglich über die Einlaßventile *EV1* mit Frischgas versorgt. Aufgrund des verringerten Saugrohrquerschnitts wird die Gasgeschwindigkeit erhöht, was zu einem verbesserten Nachladeeffekt bei niedrigen Drehzahlen führt. 20

7. Vorteile des Konzepts

Auf die Vorteile des Konzepts soll in Kürze eingegangen werden. Es sind:

- im Vergleich zu bereits vorgeschlagenen oder verwirklichten Lösungen zur variablen Ventilsteuerung zeichnet sich das Konzept durch seine außerordentliche Einfachheit aus 25
- das Gesamtsystem Verbrennungsmotor erfährt keine nennenswerten konstruktiven Veränderungen
- die Seitenwandung des Verbrennungsmotors bietet sich geradezu ideal an, um an dieser Stelle das Steuerungssystem zu integrieren, ohne daß sich das Bauvolumen des Verbrennungsmotors vergrößert 30
- die wesentlichen Bauelemente wie Rollen, Zahnräder, hoch flexible Antriebsriemen, Schrittmotoren etc. werden bereits industriell hergestellt
- auf die Steuer- und Leitrollen sind keine hohen Qualitätsanforderungen gestellt
- für etwaige Reparaturen ist das Steuerungssystem leicht zugänglich und deshalb servicefreundlich
- Laststeuerungssysteme nach Wichart, Geringer und Walzer können vereinfacht bzw. noch weiter vervollkommen werden. 35

8. Anwendungsbeispiel für Dieseleinspritzpumpen

Bei Dieselmotoren ist der Einspritzbeginn des Kraftstoffes in den Zylinderraum von dem jeweiligen Betriebszustand des Verbrennungsmotors abhängig: 40

- früh bei höheren Drehzahlen und für Kaltstart
- spät zur Geräuschminderung bei kleiner Last
- früh bei Vollast zur vollständigen Verbrennung 45

Mit herkömmlichen Fliehkraft-Spritzverstellern wird der Einspritzbeginn sehr unzulänglich, lediglich durch die Regelgröße Drehzahl verändert, Bild 56.

Bild 57 zeigt ein Ausführungsbeispiel für einen elektronisch geregelten Spritzbeginnversteller. Der Antrieb der Nockenwelle 2 des Verbrennungsmotors und der Pumpennockenwelle 4 erfolgt auf herkömmliche Weise mit einem Zahnriemen. Die Drehzahl und die Phasenlage der Pumpennockenwelle werden über Zahnkranzsensoren 6 erfaßt. Weiter werden die Regelgrößen Last und Temperatur an einen Mikroprozessor geleitet. Dieser errechnet aus den Regelgrößen Drehzahl, Last und Temperatur den optimalen Einspritzzeitpunkt. Über Signale an einen Schrittmotor werden die Steuerrollen 5 verschoben, bis die erforderliche Phasenlage der Pumpennockenwelle erreicht ist. 55

9. Anmerkung

A. Henselek, Ruhruniversität Bochum, führte im Rahmen seiner Studienarbeit unter Verwendung des Programmsystems PROMO Simulationsrechnungen durch. Er untersuchte die Auswirkungen von synchronem und asynchronem Öffnen und Schließen zweier Einlaß- und zweier Auslaßventile je Zylinder. Die Ergebnisse bestätigen den positiven Einfluß auf die Gaswechselvorgänge [20]. 60

Ein konstruktiver Entwurf ist zur Zeit in Arbeit.

10. Literaturverzeichnis

[1] Wichart, Klaus: Grundsätzliche Möglichkeiten der Vermeidung von Drosselverlusten bei Ottomotoren durch variable Ventilsteuerung, Vortrag beim 7. Internationalen Wiener Motorensymposium 24. und 25. 4. 1986, Wien. 65

- [2] Geringer, Bernhard: Berechnung und Entwicklung einer elektronisch-hydraulisch gesteuerten variablen Ventilsteuerung für Ottomotoren, Vortrag beim 7. Internationalen Wiener Motorensymposium 24. und 25. 4. 1986, Wien.
- [3] Walzer, Peter; Adamis, Panagiotis; Heinrich, Hartmut und Schuhmacher, Volker: Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor, Motortechnische Zeitschrift 47 (1986), Nr. 1, S. 15/20.
- [4] Titolo, A.: The Fiat Variable Valve Timing. Internationaler Kongreß Aachen: "Der Fahrzeug-Ottomotor unter neuen europäischen Randbedingungen", 23. – 25. Okt. 1985.
- [5] N. N.: Variable Steuerungen. Auto, Motor und Sport, Heft 22, 25. Oktober 1986, S. 36/39.
- [6] N. N.: Phasenwandler hilft Benzin sparen. Mot; Auto-Journal Nr. 25, 5. Dezember 1984, S. 120/121.
- [7] Roth, Willi: Drehzahlabhängige Verstellung der Ventilsteuerzeiten bei Verbrennungsmotoren. Deutsches Patentamt DE-OS 34 06 100 (1985).
- [8] Schreiber, Klaus-Hagen: Einrichtung zum stufenlosen Verstellen der Steuerzeiten von Gaswechselventilen. Deutsches Patentamt DE-OS 35 09 094 (1985).
- [9] Akita, Kazuya: Valve Timing Control Device Of Internal Combustion Engine. Japanisches Patentamt JP-OS 59-12 108 (1984).
- [10] Murai, Toshiaki: Valve Timing Controller Of Internal Combustion Engine. Japanisches Patentamt JP-OS 60-32 913 (1985).
- [11] Burandt, Corliss, O.: Method And Apparatus For Controlling The Valve Operation Of An Internal Combustion Engine. Internal Publication Number WO 83/01 484 (1983).
- [12] Chadwick, Alexander: Adjustable Valve Timing For No Control. Official Gazette US 36 83 875 (1972).
- [13] The Renold & Coventry Chain Co. Ltd.: Nachspannbarer Kettentrieb für den Nockenwellenantrieb von Brennkraftmaschinen. Reichspatentamt Patentschrift Nr. 6 14 688 (1935).
- [14] Piech, Ferdinand: Verfahren zum Steuern des Betriebs einer Brennkraftmaschine sowie nach dem Verfahren arbeitende Brennkraftmaschine. Deutsches Patentamt DE-OS 27 47 884 (1979).
- [15] Wagner, Wolf-Dietrich; Wiemann, Günter: Brennkraftmaschine mit zwei nebeneinander angeordneten Nockenwellen. Deutsches Patentamt DE-OS 35 34 446 (1987).
- [16] Kölker, Wilfried: Stufenloses Regeln der Öffnungszeiten und Öffnungswinkel von Gaswechselventilen. Deutsches Patentamt DE-OS 19 64 005 (1971).
- [17] Piech, Ferdinand: Verfahren zur verbesserten Abgasentgiftung einer ventilgesteuerten Brennkraftmaschine. Deutsches Patentamt DE-OS 35 06 107 (1986).
- [18] Rafanelli, Renzo: Device For The Automatic Regulation Of The Timing Of The Inlet And Exhaust Valves Of A Four-Cycle Internal Combustion Engine. United States Patent Office US 34 41 009.
- [19] Apctaur, Milan; Neniczka, Antonin; Vytrobal, Ladislav: Ventilsteuerung für Kolbenbrennkraftmaschinen mit veränderlicher Ventilsteuerzeit. Deutsches Patentamt DE-OS 20 49 737.
- [20] Henselek, Artur: Untersuchung zur Wirksamkeit einer neuartigen variablen Ventilsteuerung. Studienarbeit an der Ruhruniversität Bochum (1988).

Inhaltsverzeichnis

1. Laststeuerung ohne Drosselklappe
2. Nockenwellenphasenverschiebung
3. Beeinflussung des Antriebsgliedes der Nockenwelle
- 3.1. Patentanmeldung DE 34 06 100.2
- 3.2. Patentanmeldung DE 35 09 094.4
- 3.3. Patentanmeldung JP 57-1 21 294
- 3.4. Weitere Lösungsvorschläge
4. Prinzip der Nockenwellenphasensteuerung
- 4.1. Reihomotor
- 4.2. Boxermotor
- 4.3. V-Motor
5. Synchrones oder asynchrones Betätigen zweier Einlaß- und/oder zweier Auslaßventile je Zylinder
- 5.1. Variables Schließen des Einlaßorgans
- 5.2. Variables Schließen des Einlaß- und Auslaßorgans
- 5.3. Variables Öffnen und Schließen des Einlaß- und Auslaßorgans
6. Möglichkeiten zur Optimierung
- 6.1. Ventildurchmesser
- 6.2. Saugrohrgestaltung
- 6.3. Einzeldrosselklappen
7. Vorteile des Konzepts
8. Anwendungsbeispiel für Dieseleinspritzpumpen

9. Anmerkung
 10. Literaturverzeichnis
 11. Bildteil

Patentansprüche

1. Variable Ventilsteuerung, dadurch gekennzeichnet, daß die Phasenlage der Nockenwelle(n) (2) durch das Verschieben der Steuerrollen (5) verändert wird.
2. Steuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in einem Zylinderkopf, der mindestens zwei Einlaßventile EV1 und EV2 und zwei Auslaßventile AV1 und AV2 pro Zylinder aufweist, die Einlaß- und Auslaßventilpaare diagonal oder diametral oder senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes angeordnet werden.
3. Steuerung nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß durch eine logische Verknüpfung der Vorschläge 1 und 2 die Einlaßventile EV1 mit EV2 und die Auslaßventile AV1 mit AV2 phasengleich oder phasenunterschiedlich angesteuert werden.
4. Steuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschiebung der Steuerrollen (5) elektromechanisch oder hydraulisch erfolgt und computergesteuert ist.
5. Steuerung nach Anspruch 1 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschiebung der Steuerrollen (5) von den Regelgrößen Drehzahl und/oder Last und/oder Temperatur des Verbrennungsmotors und/oder Temperatur eines Katalysators oder eines Konverters oder eines Rußfilters und/oder Leistung eines Turboladers oder eines mechanischen Laders und von anderen Regelgrößen bestimmt wird.
6. Steuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß den Zylindern die Frischladung unter erhöhtem Druck zugeführt wird.
7. Steuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß durch das Verschieben der Steuerrollen (5) der Zündzeitpunkt oder Einspritzzeitpunkt einer Einspritzpumpe verändert wird.
8. Dadurch gekennzeichnet, daß in einem Doppelnockenwellen-Zylinderkopf die Nockenwellenzahnräder (1) in der Längs- und/oder Querachse des Zylinderkopfes versetzt angeordnet werden.
9. Dadurch gekennzeichnet, daß in einem Zylinderkopf, der mindestens zwei Einlaßventile EV1 und EV2 und zwei Auslaßventile AV1 und AV2 pro Zylinder aufweist und die Einlaß- und Auslaßventilpaare diagonal oder diametral oder senkrecht zur Längsachse des Zylinderkopfes angeordnet sind, die Einlaßventile EV1 mit EV2 und die Auslaßventile AV1 mit AV2 mit bereits verwirklichten oder zukünftigen Einrichtungen phasengleich oder phasenunterschiedlich angesteuert werden.
10. Dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerung nach Anspruch 1 auch bei anderen Einrichtungen Anwendung findet.

Hierzu 43 Seite(n) Zeichnungen

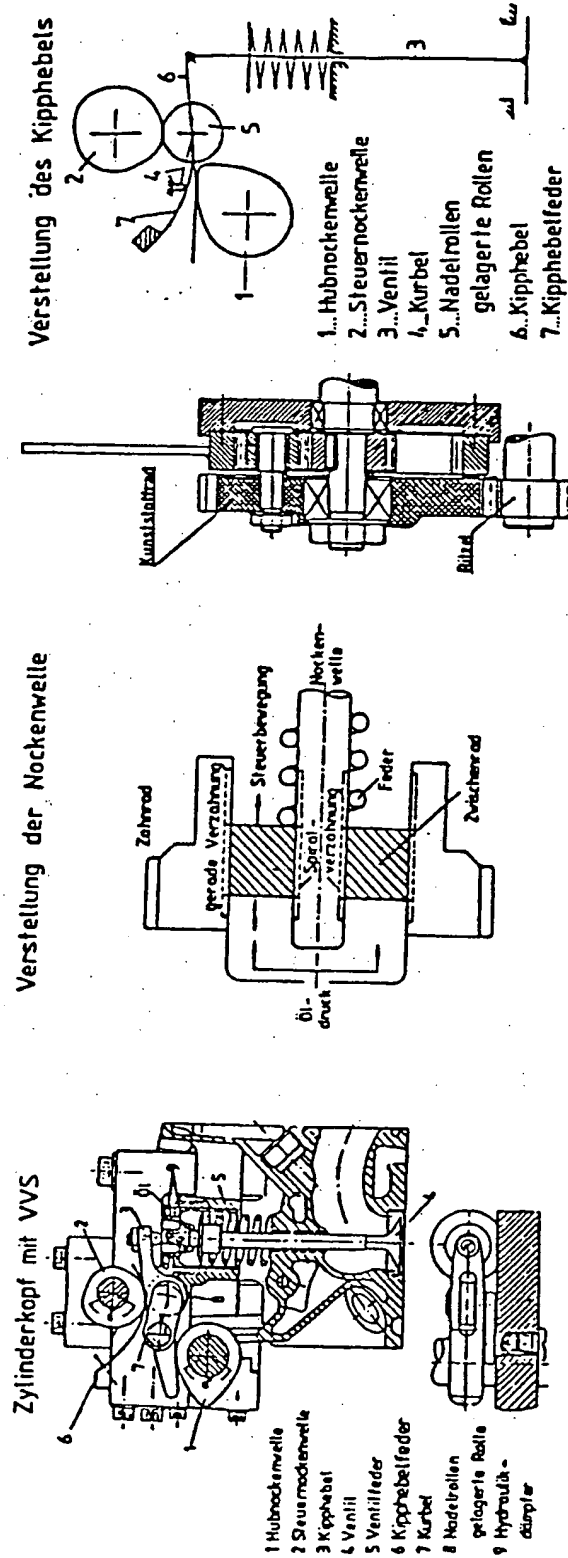


Bild 1: Mechanische variable Ventilsteuerung

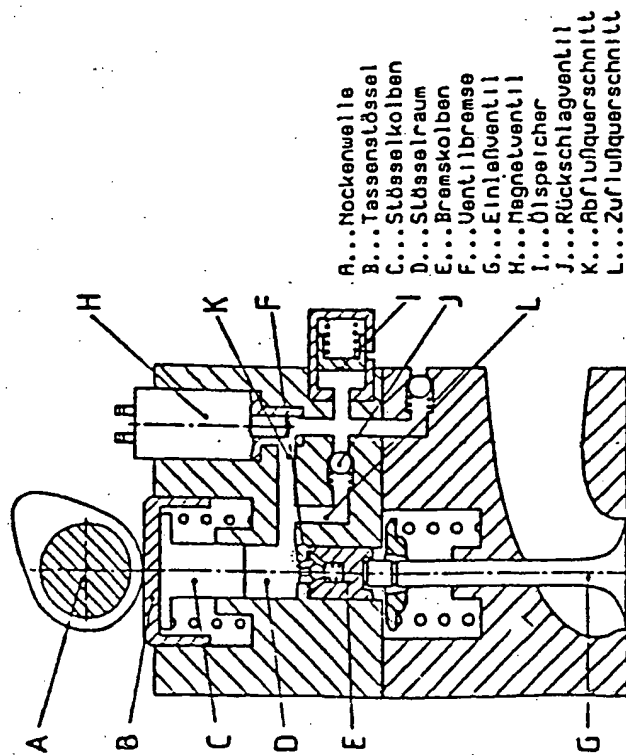


Bild 2: Variable Ventilsteuerung auf elektro-
nisch hydraulischer Basis

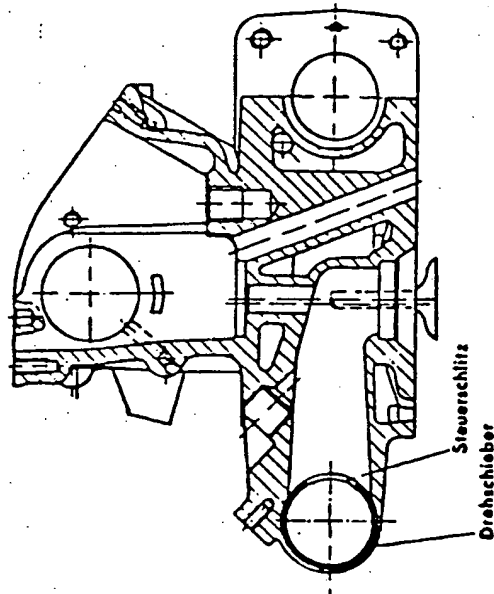


Bild 3: Drehschiebersteuerung

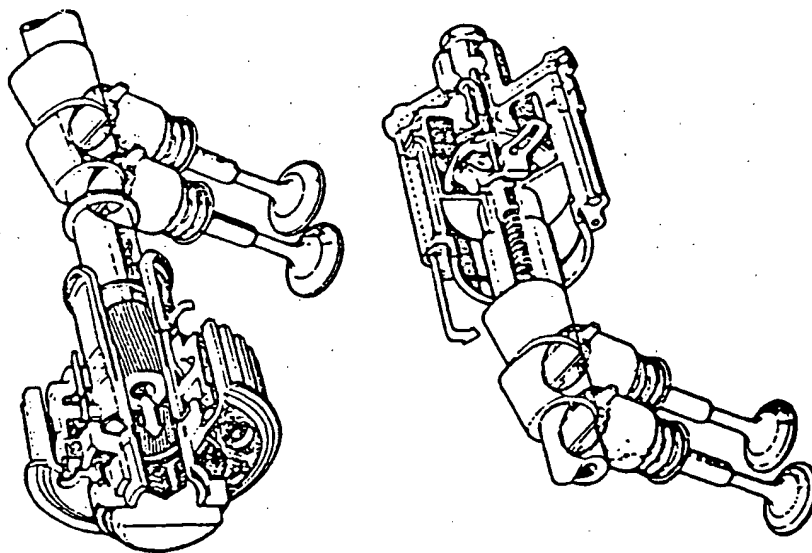


Bild 5: Nockenwellenphasensteuerung nach Fiat

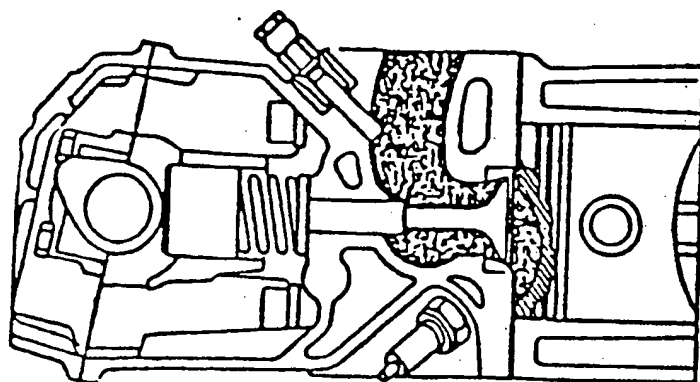


Bild 4: Serienzylinderkopf

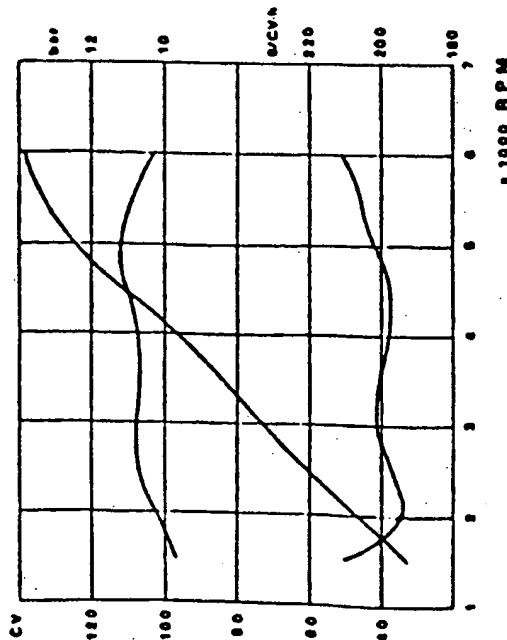
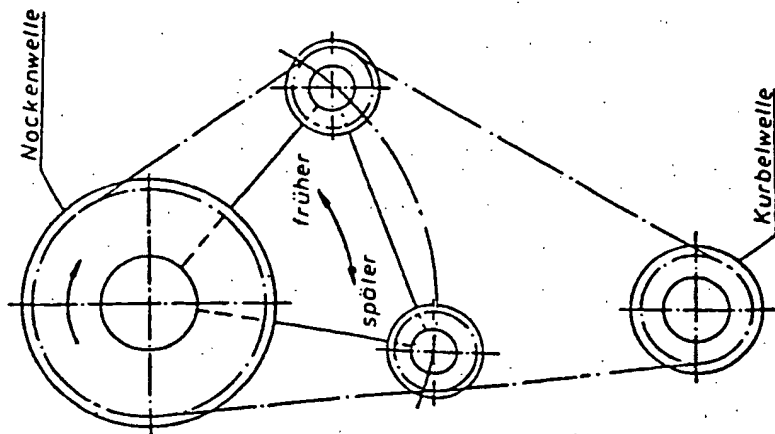


Bild 6: Mittlerer Arbeitsdruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch



Bild 7: Nockenwellenphasensteuerung nach Daimler Benz



- 1-Magnetschalter
- 2-Steuerventil
- 3-Mutter SW 55
- 4-Kettenrad
- 5-Verstellkolben
- 6-Gehäusehülse
- 7-Nockenwelle
- 8-Pilzstößel
- 9-Schrägver-
zahntes Ritzel
- 10-feder
- 11-Gewinde-
verbindung
- A-Steuerbohrung
- B-Ölraum
- C-Ölkanal-Zulauf

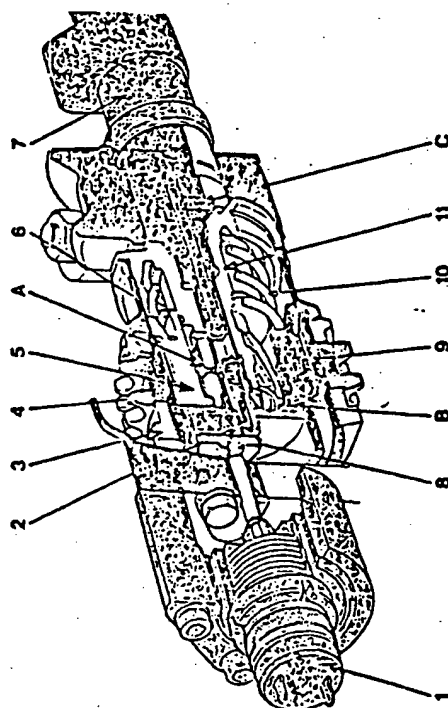


Bild 9: Patentanmeldung

DE 34 06 100.2

Bild 8: Nockenwellenphasensteuerung nach Alfa Romeo

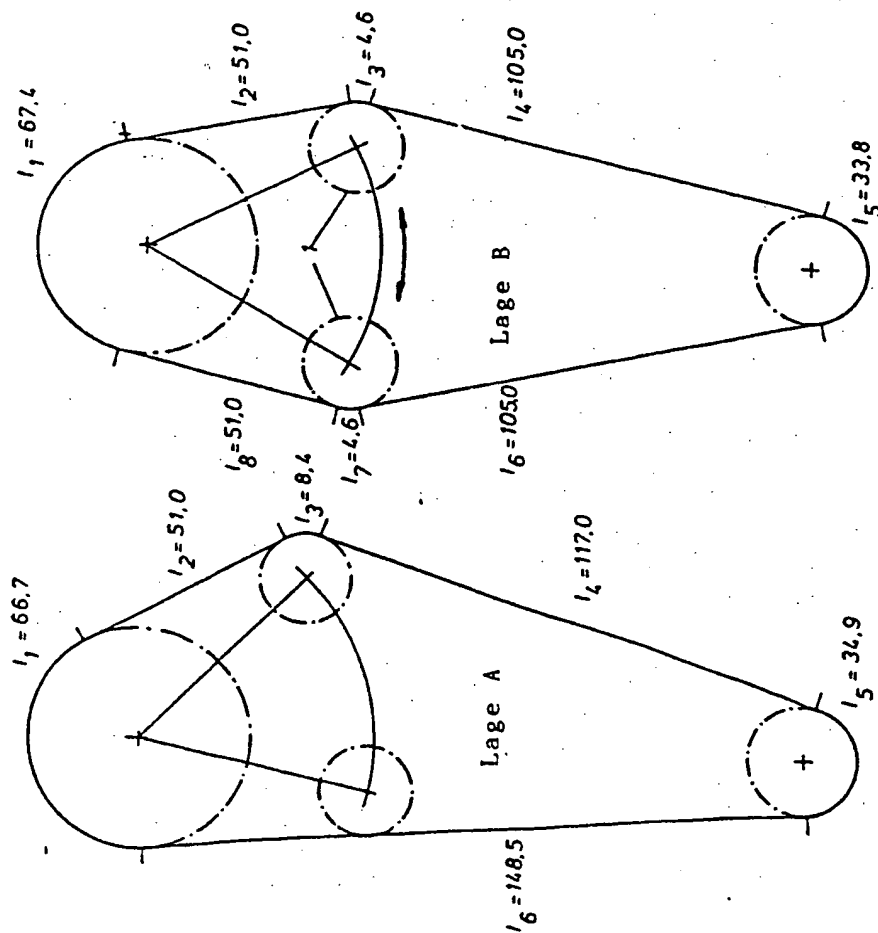


Bild 10: Beispiel Patentanmeldung
DE 34 06 100,2

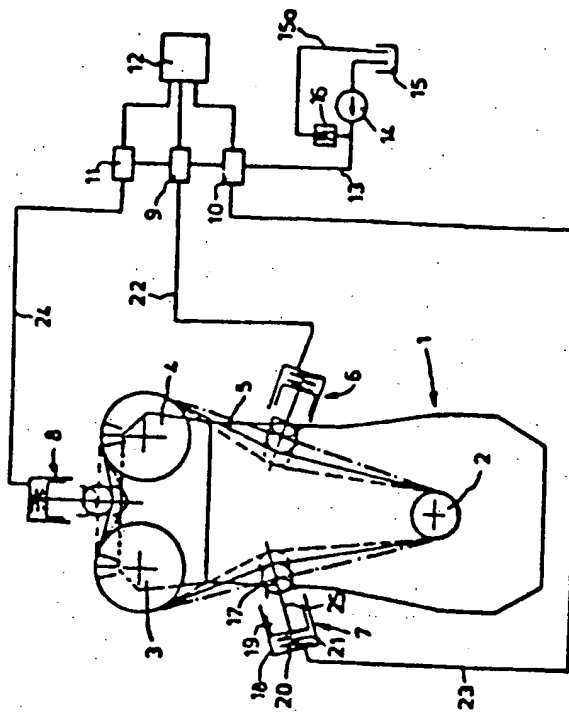


Bild 11: Patentanmeldung DE 35 09 094,4

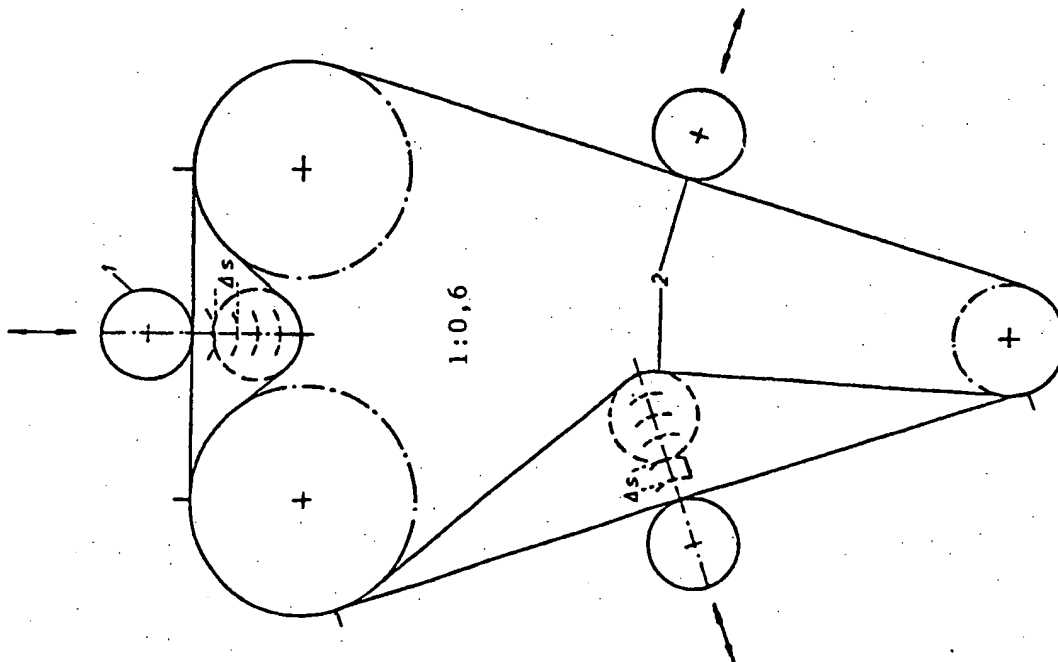


Bild 12: Beispiel Patentanmeldung
DE 35 09 094, 4

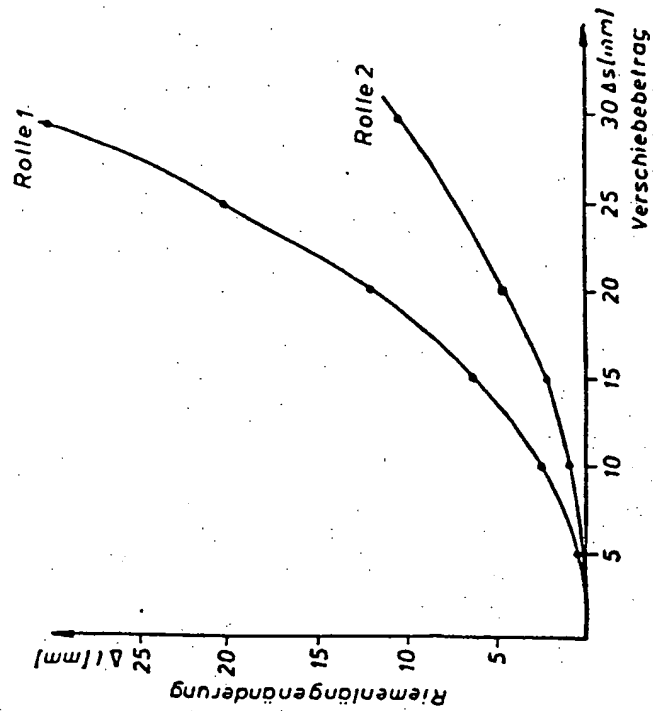


Bild 13: Riemenlängenänderung im Bereich
der Rollen 1 und 2

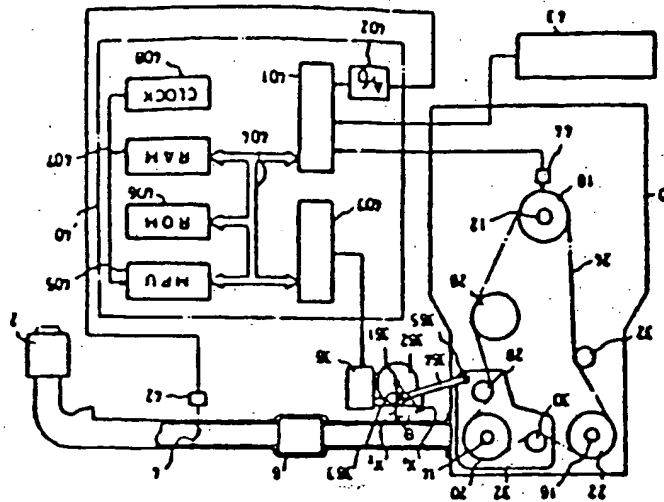


Bild 15: Patentanmeldung JP 58-140 294

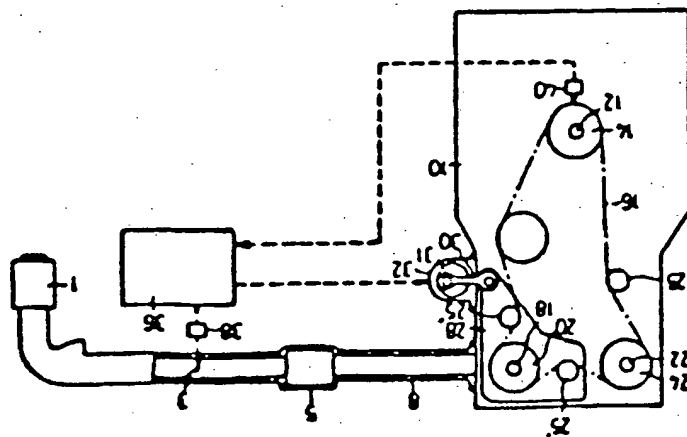


Bild 14: Patentanmeldung JP 57-121 294

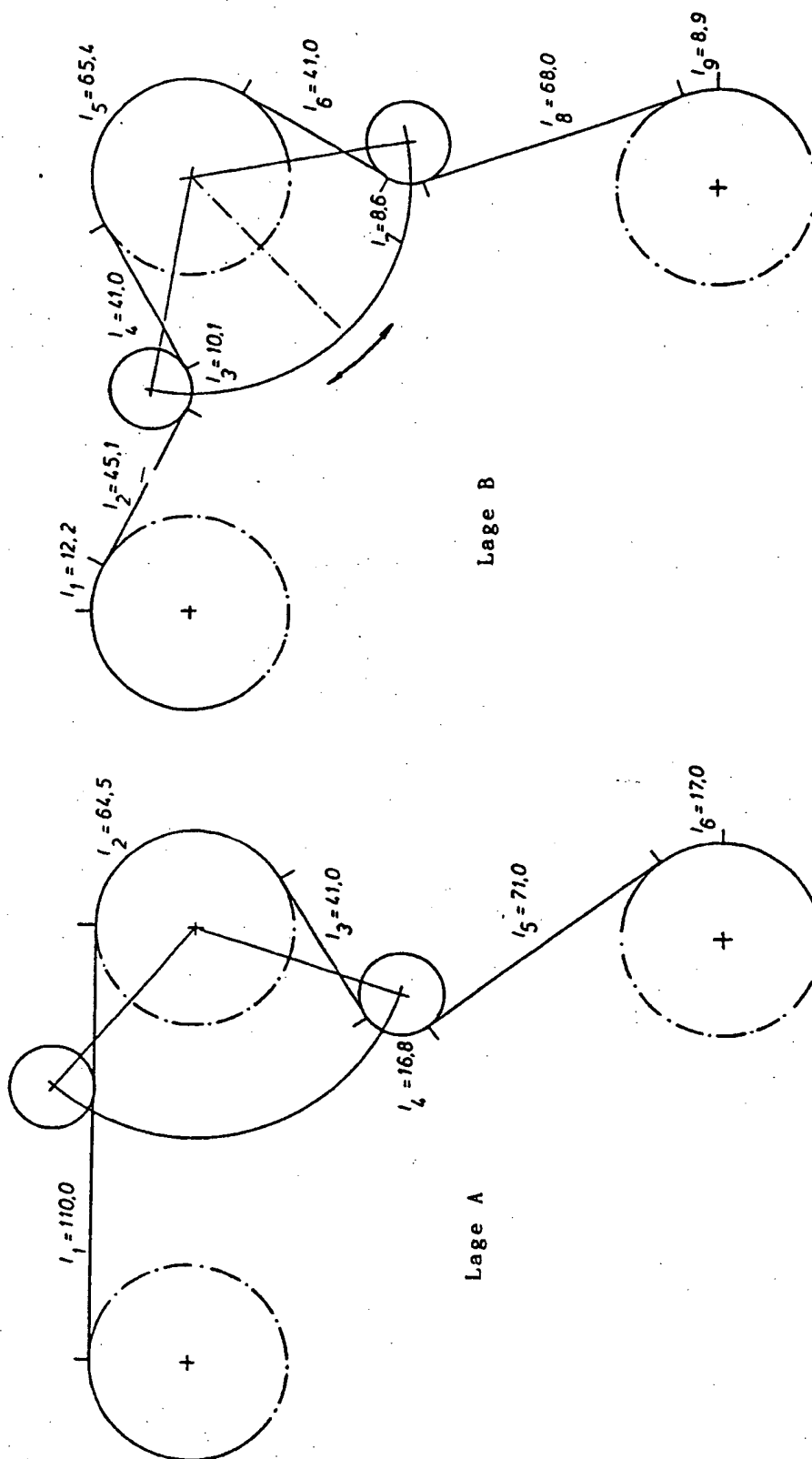


Bild 16: Beispiel Patentanmeldung JP 57-121 294

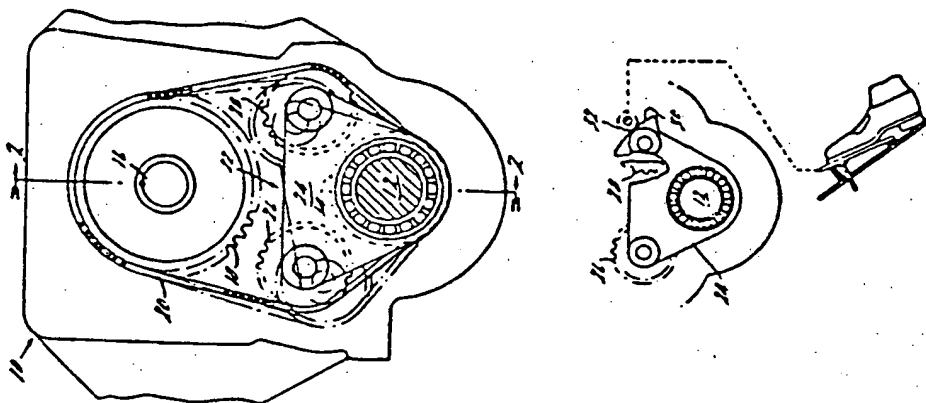


Bild 18: Patentanmeldung US 3.683.875

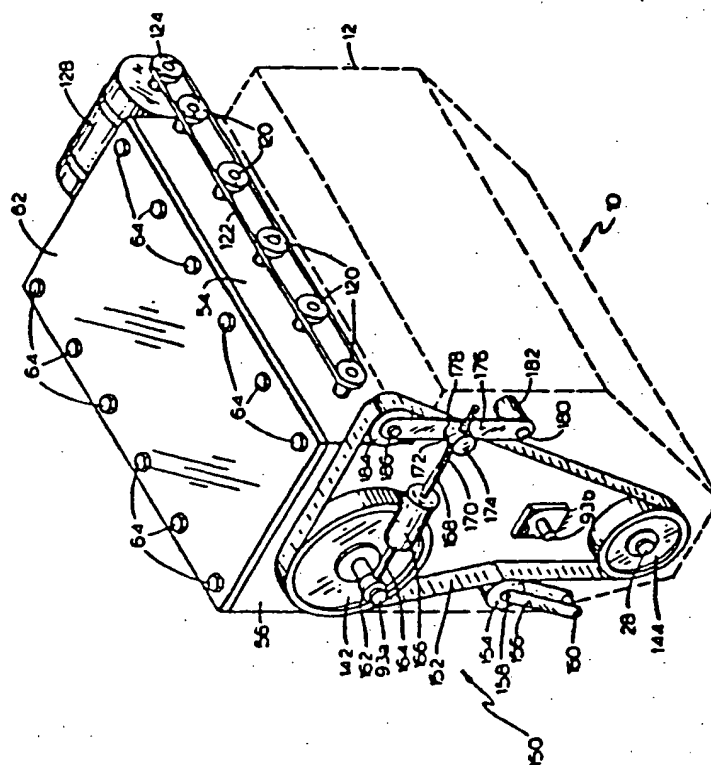


Bild 17: Patentanmeldung US 82/01468

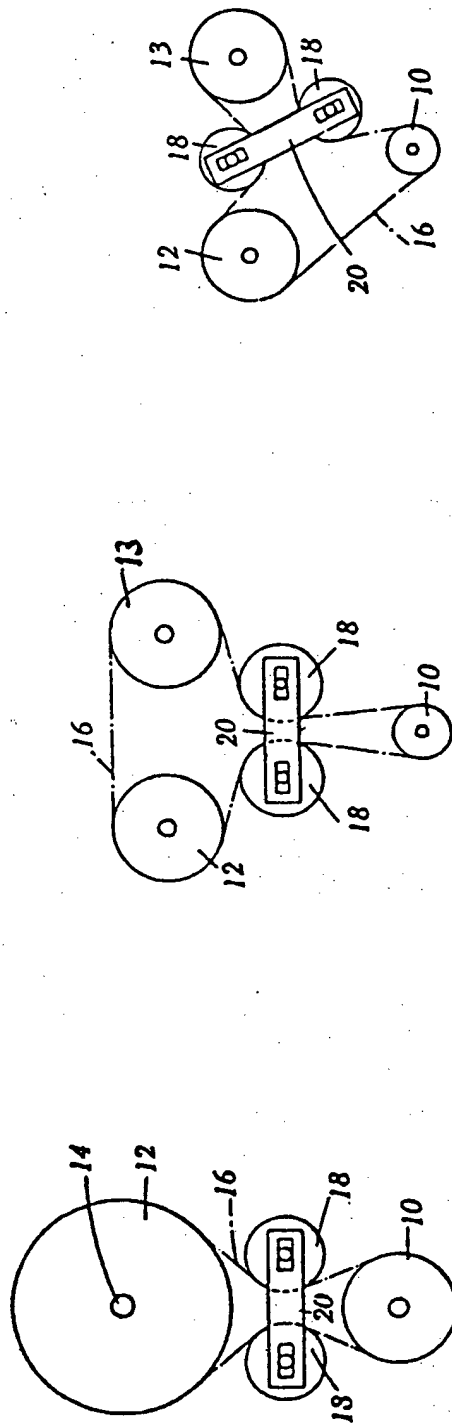


Bild 19: Patentanmeldung GB 614 688

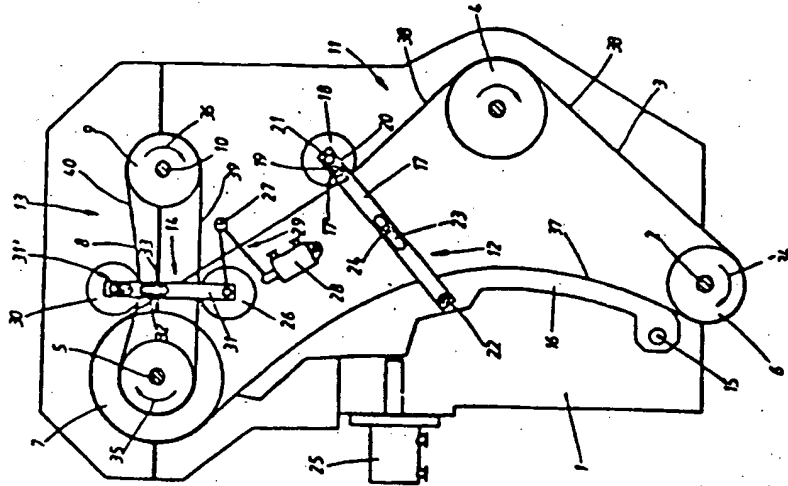


Bild 21: Patentanmeldung DE 35 34 446,6

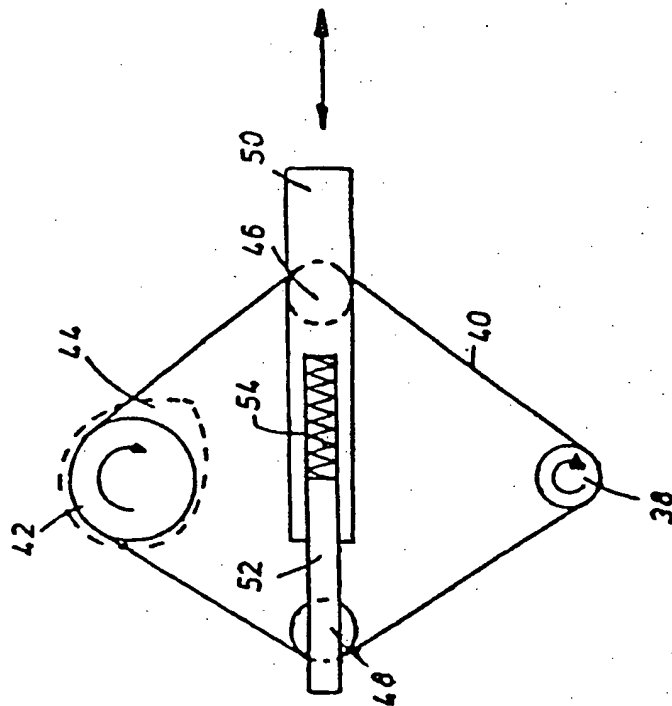


Bild 20: Patentanmeldung DE 27 47 884,8

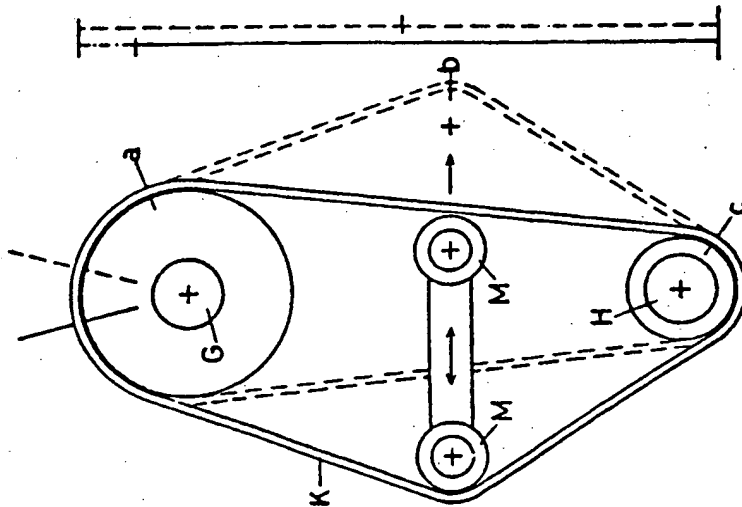


Bild 22: Patentanmeldung DE 19 64 005

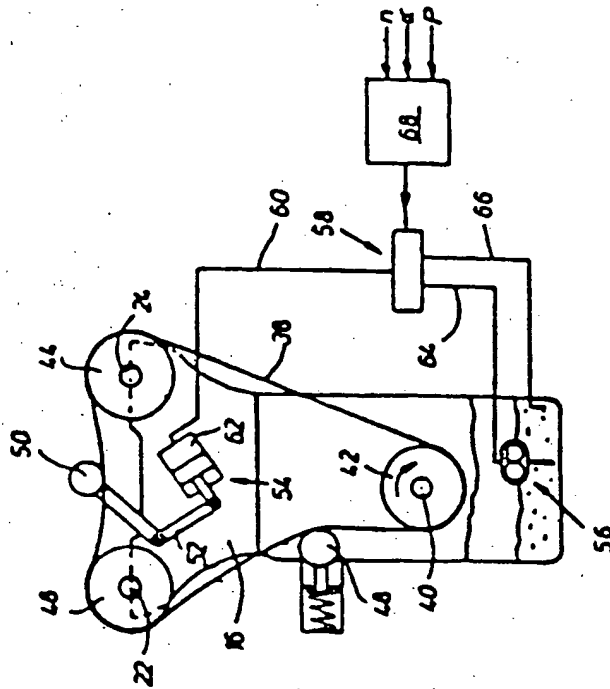


Bild 23: Patentanmeldung DE 35 06 107, 3

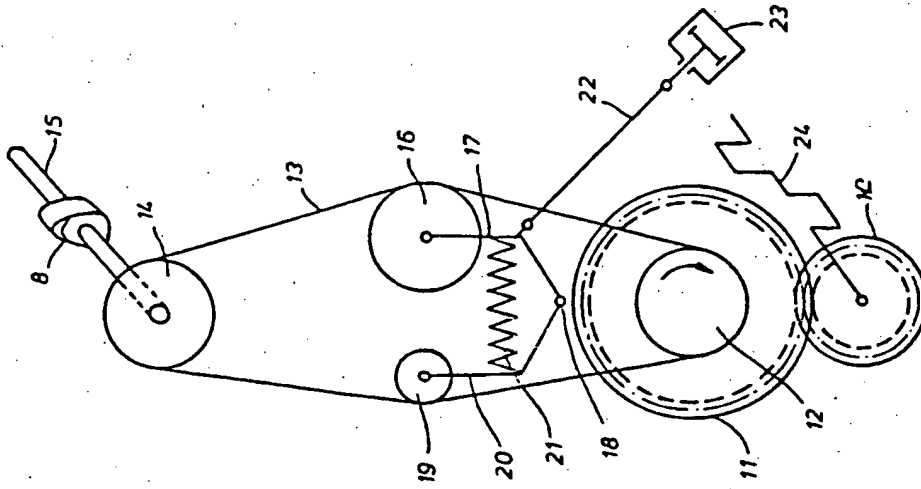


Bild 25: Patentanmeldung CS 6793-69

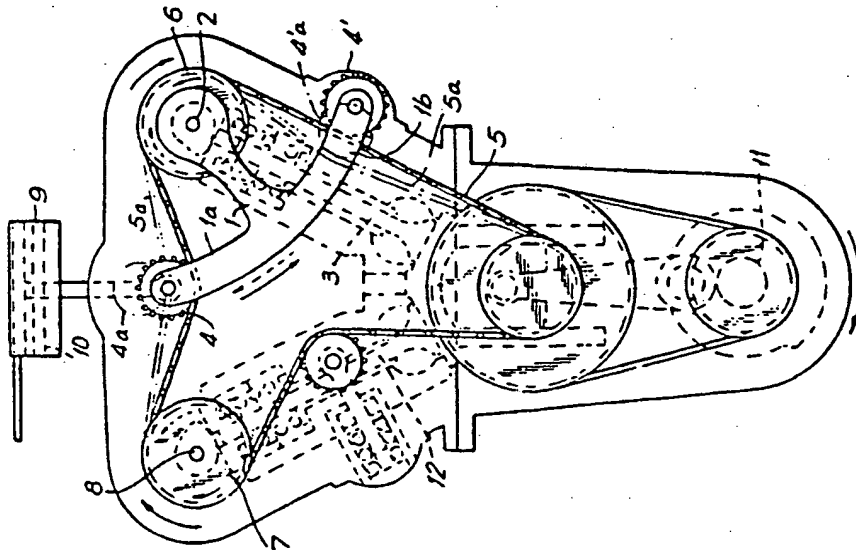


Bild 24: Patentanmeldung I 639,467

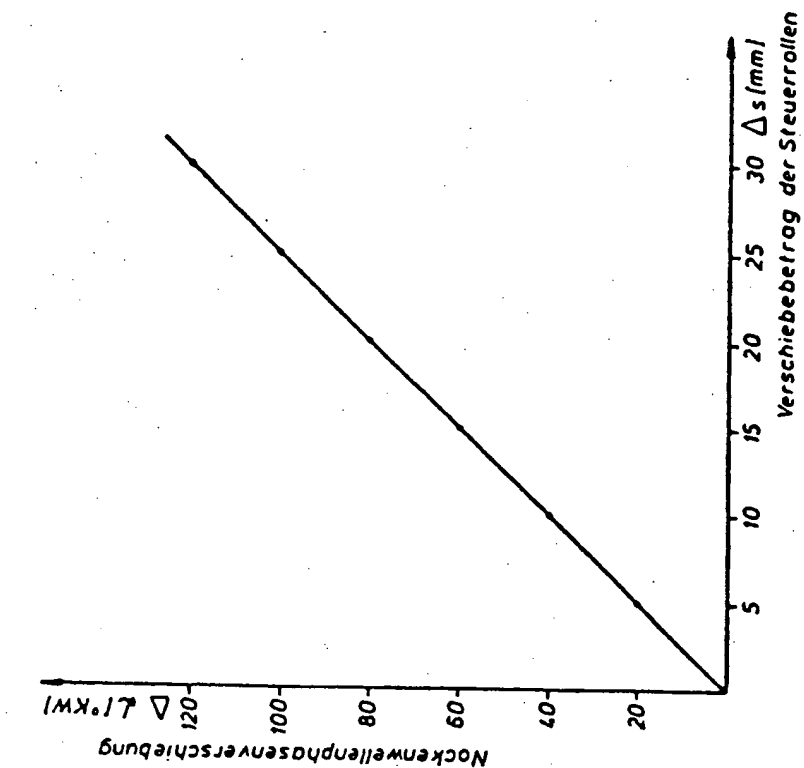


Bild 27: Phasenverschiebung mit $d = 114,65$ mm

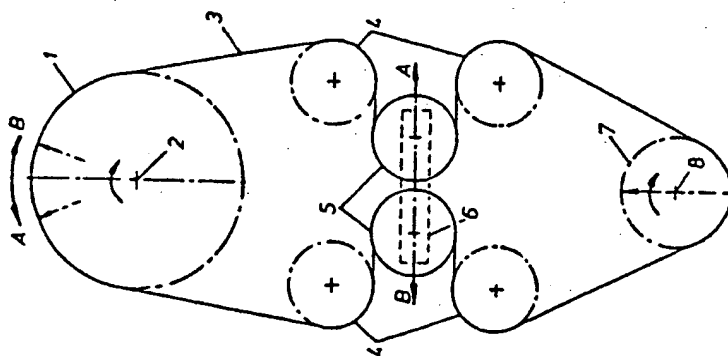


Bild 26: Patentanmeldung DE 37 05 996, 1

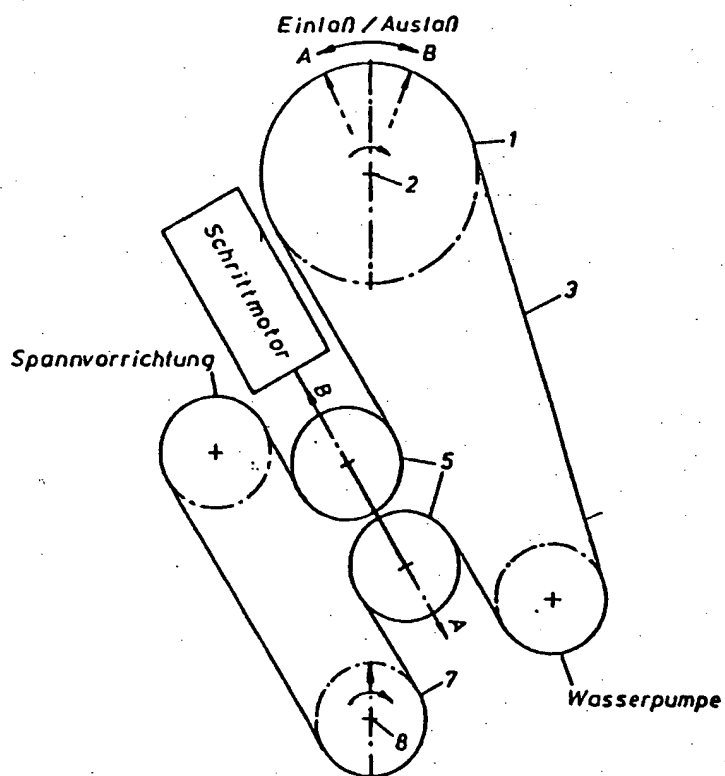


Bild 28: Reihenmotor

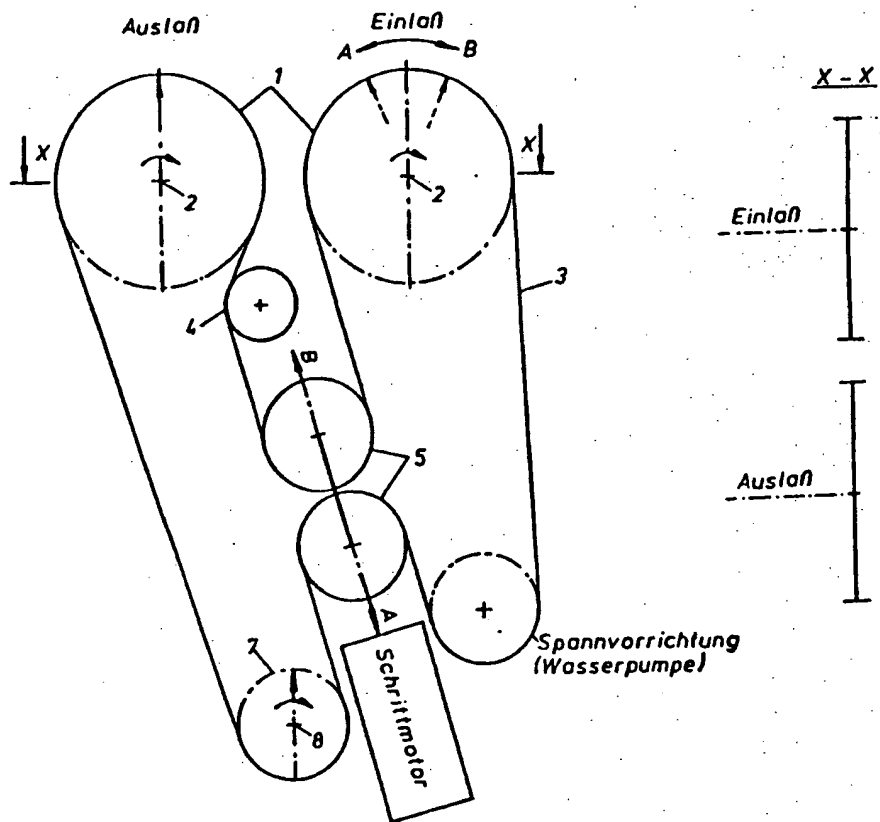


Bild 29: Reihemotor

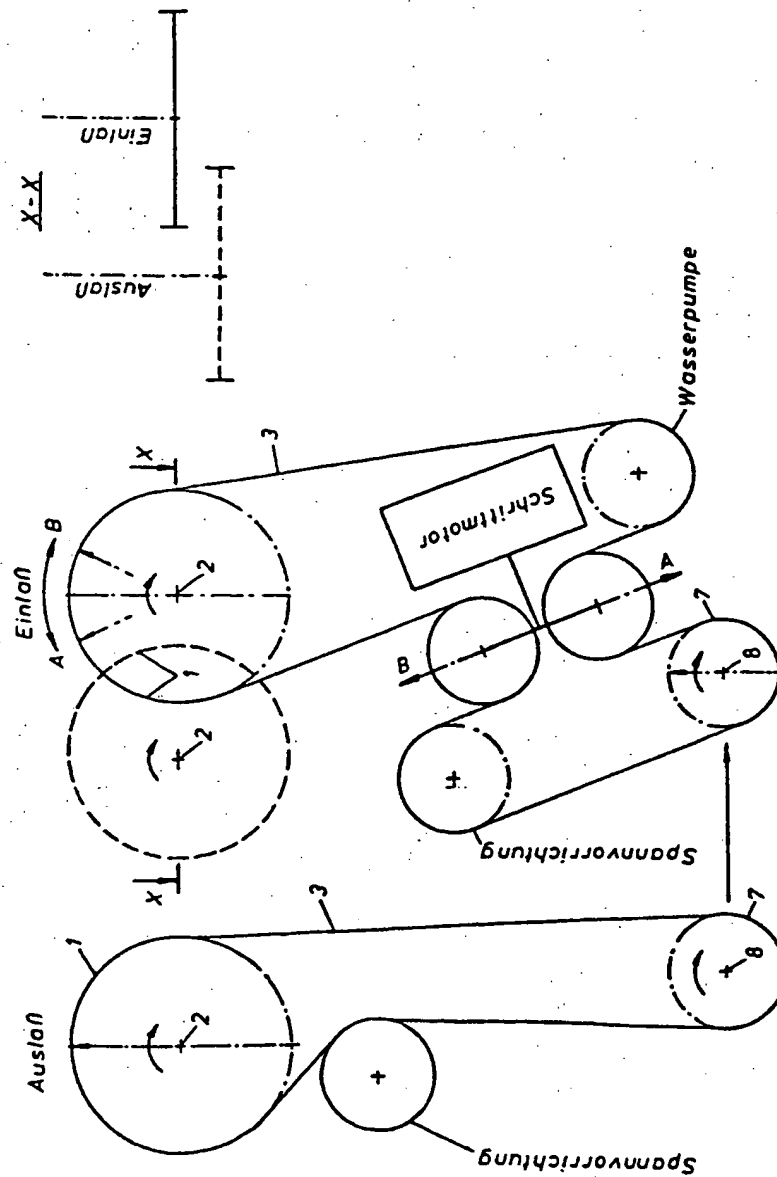


Bild 30: Reihenmotor

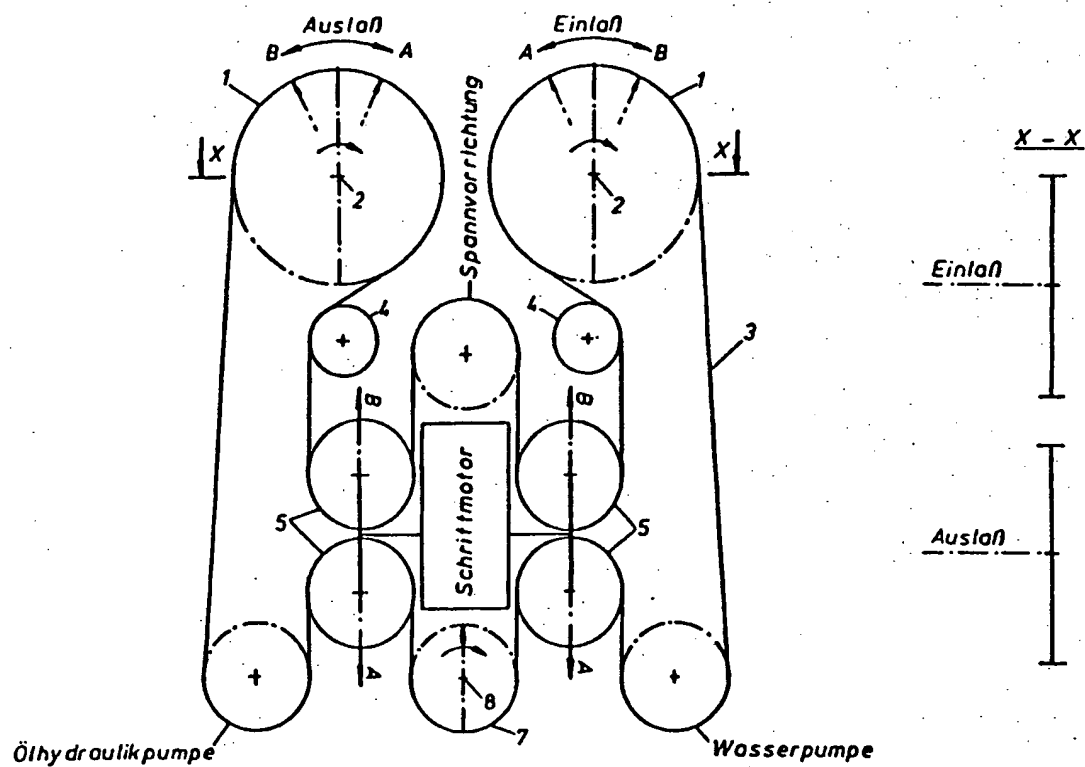


Bild 31: Reihenmotor

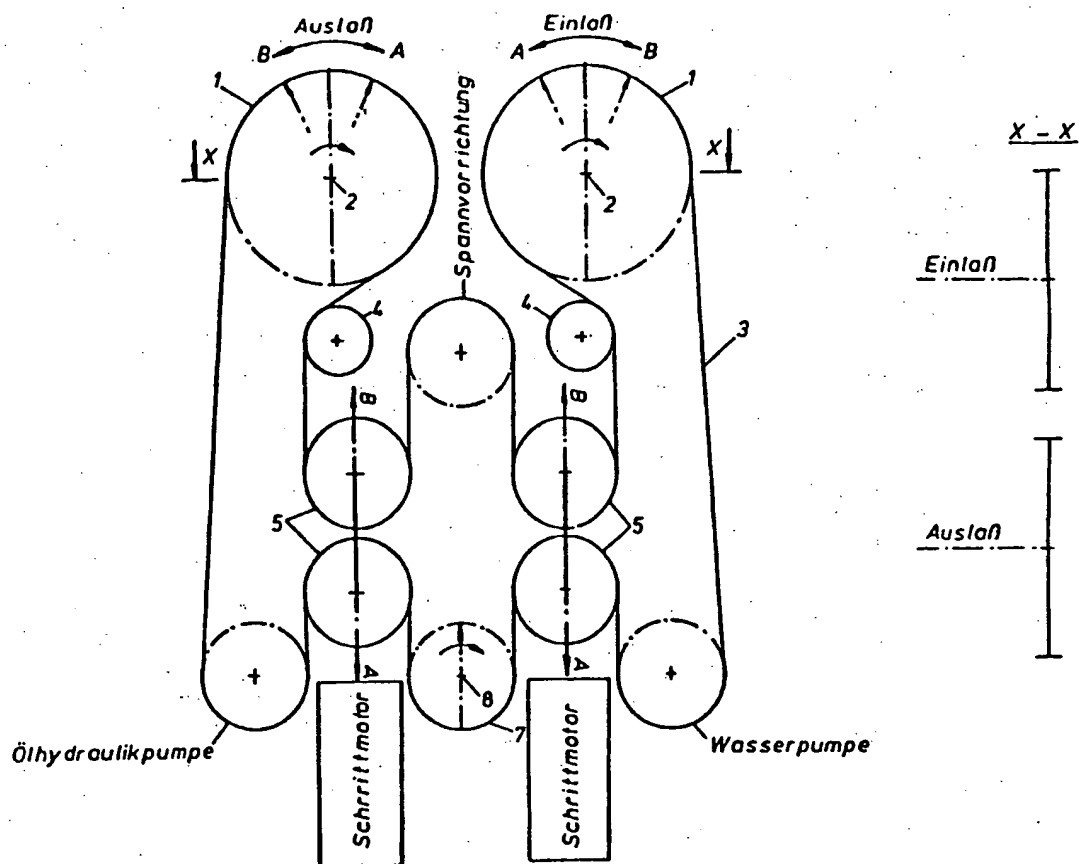


Bild 32: Reihenmotor

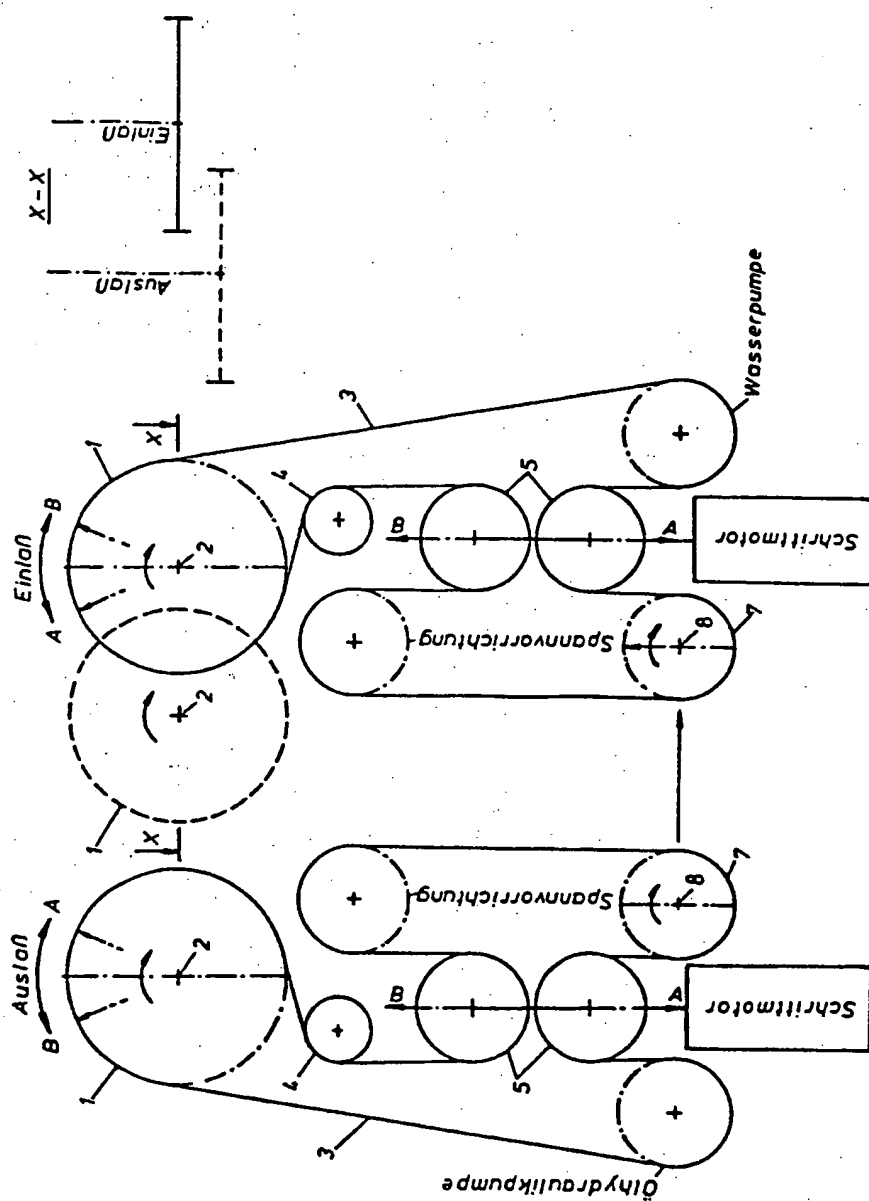


Bild 33: Reihomotor

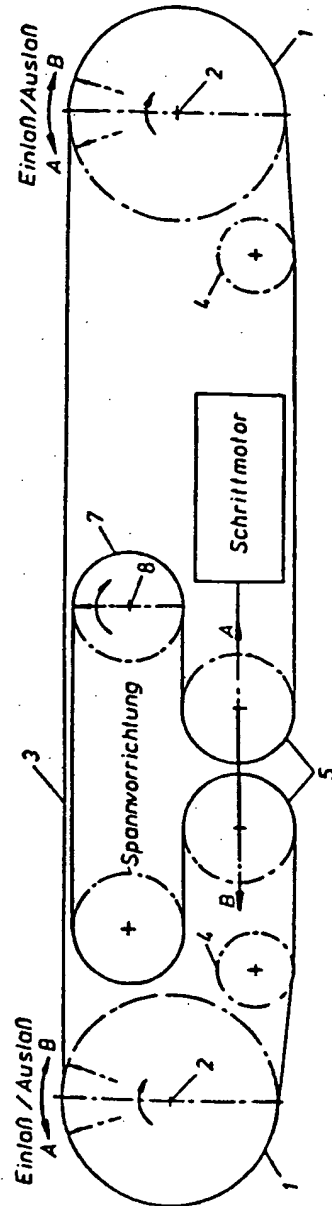


Bild 34: Boxermotor

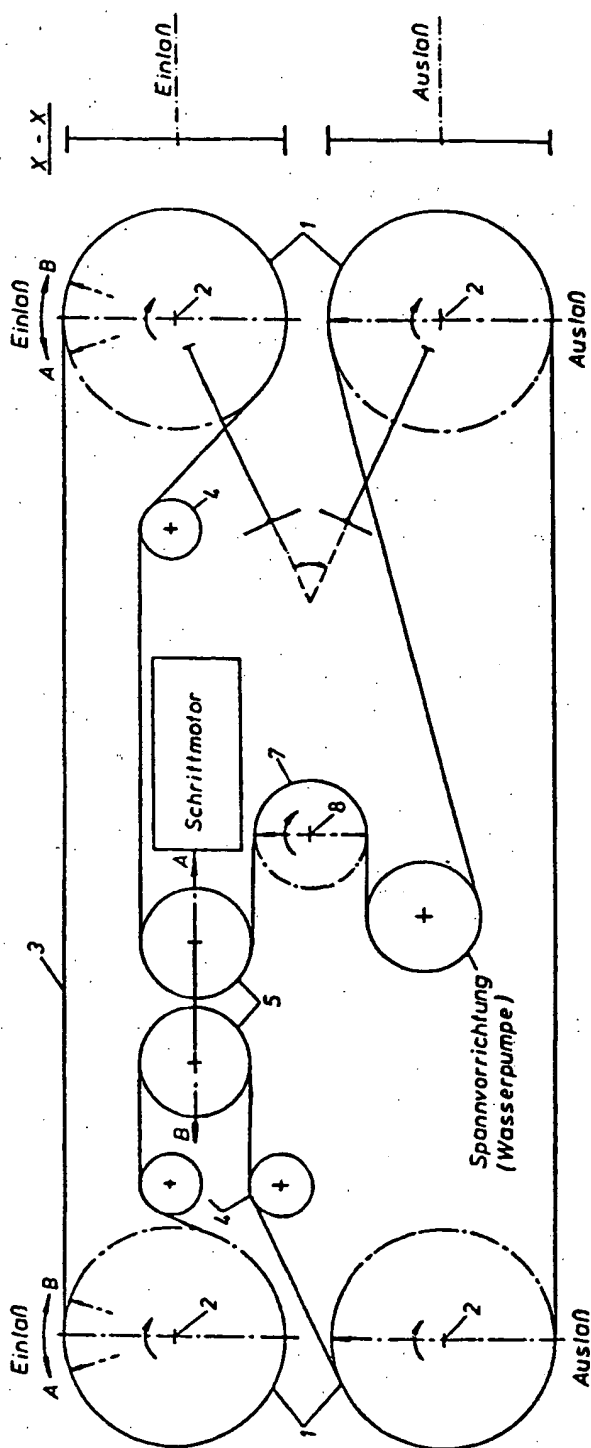


Bild 35: Boxermotor

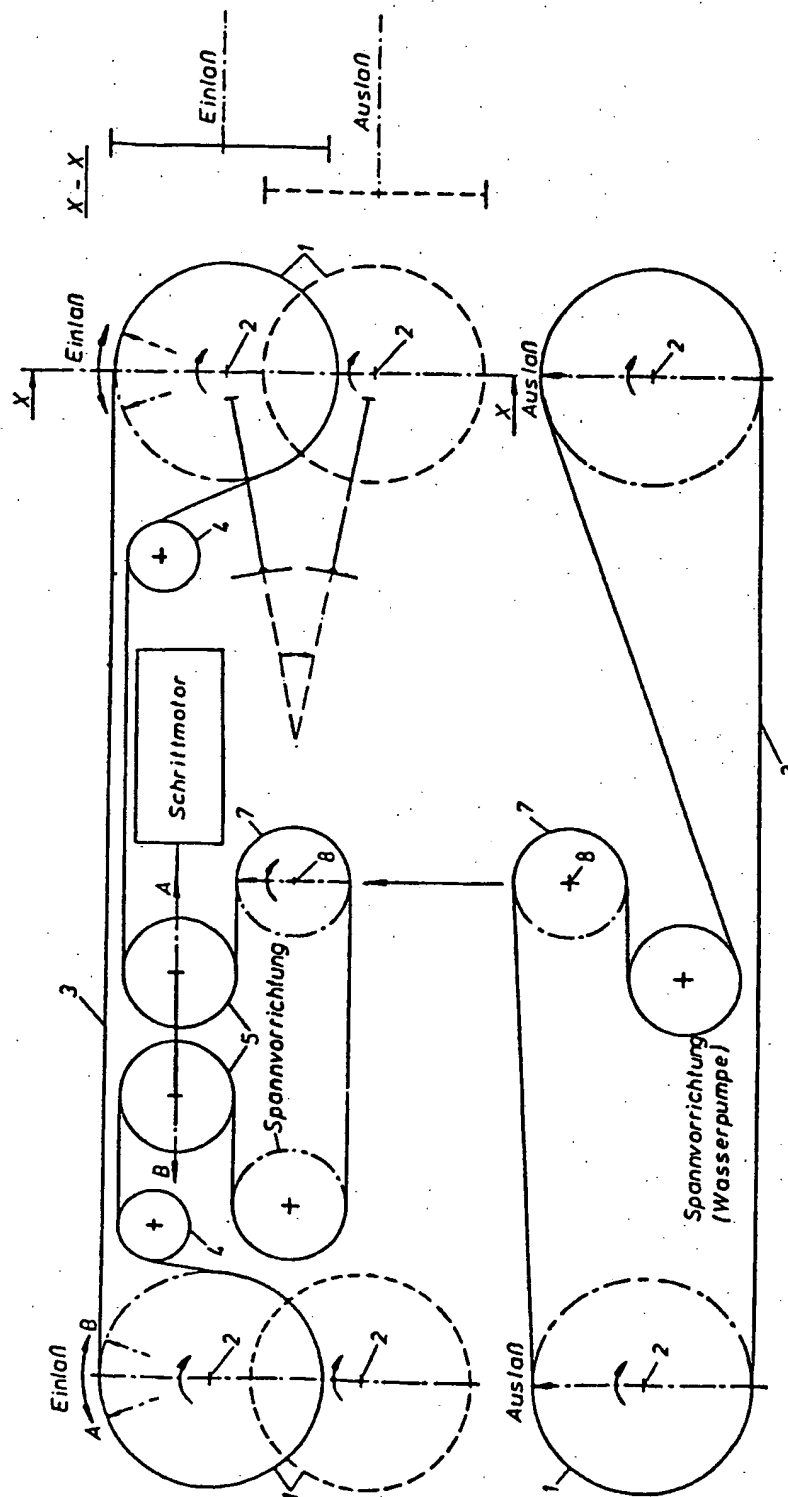


Bild 36: Boxermotor

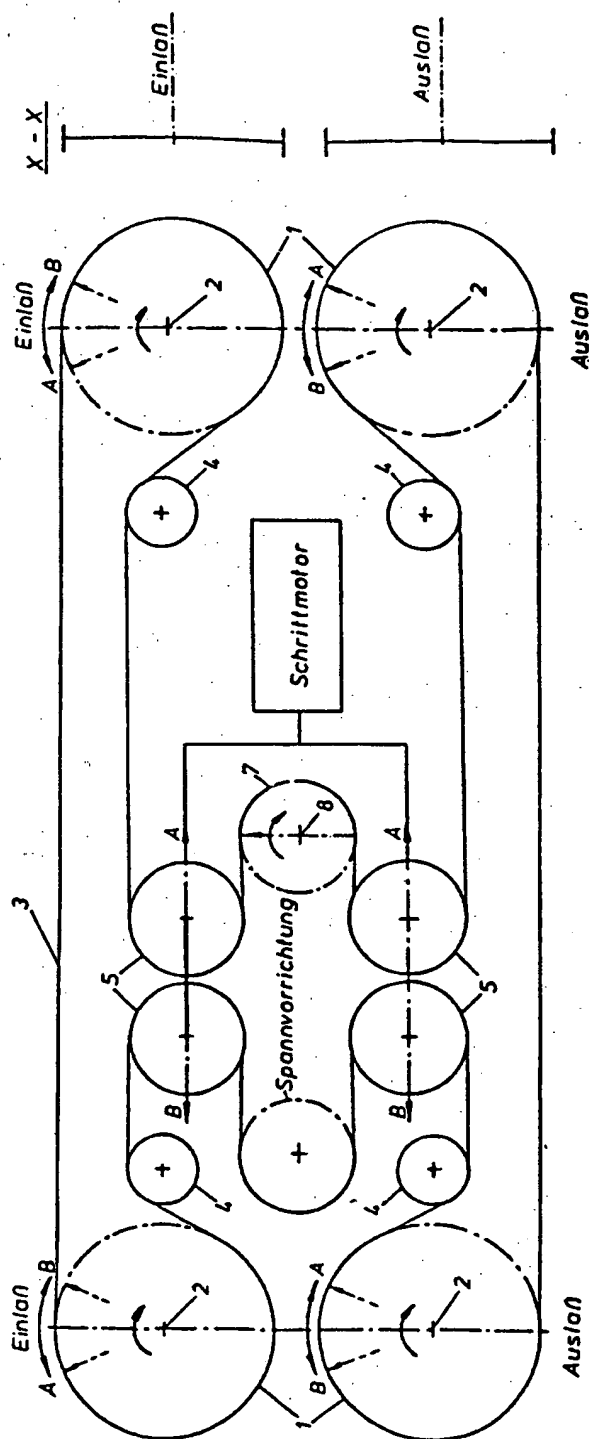


Bild 37: Boxermotor

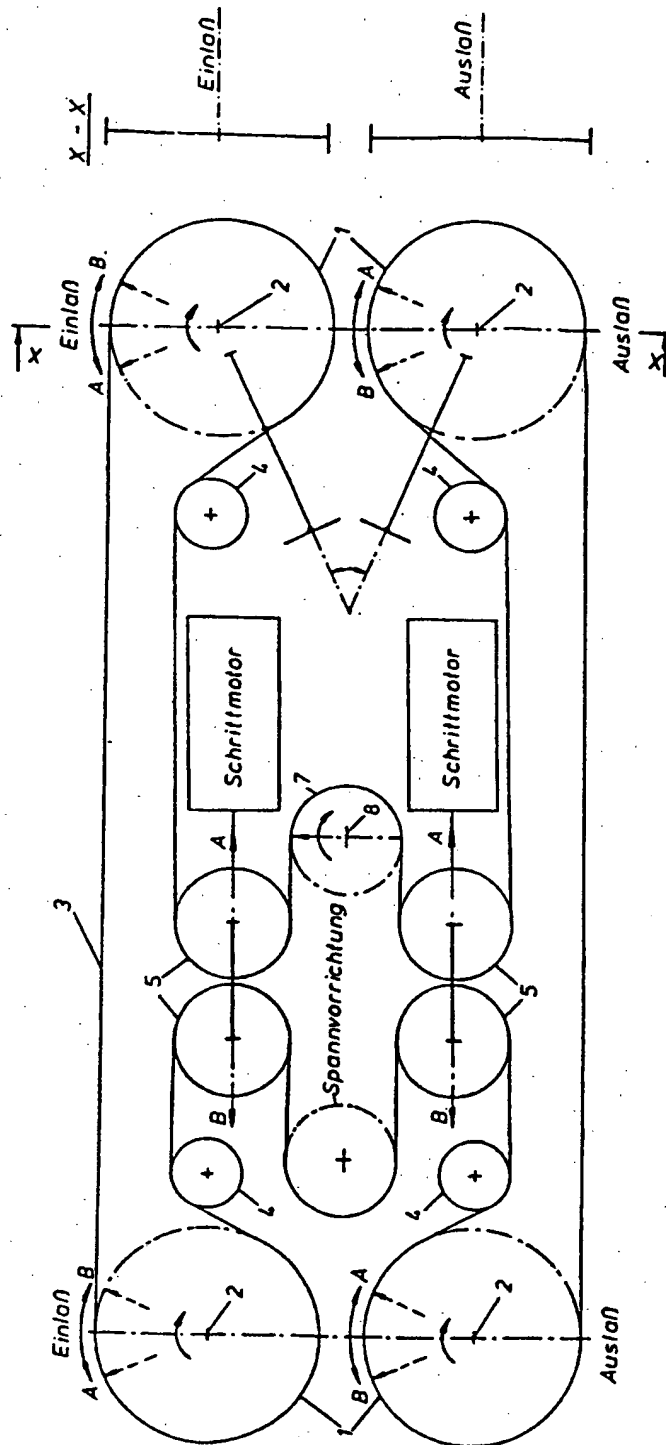


Bild 38: Boxermotor

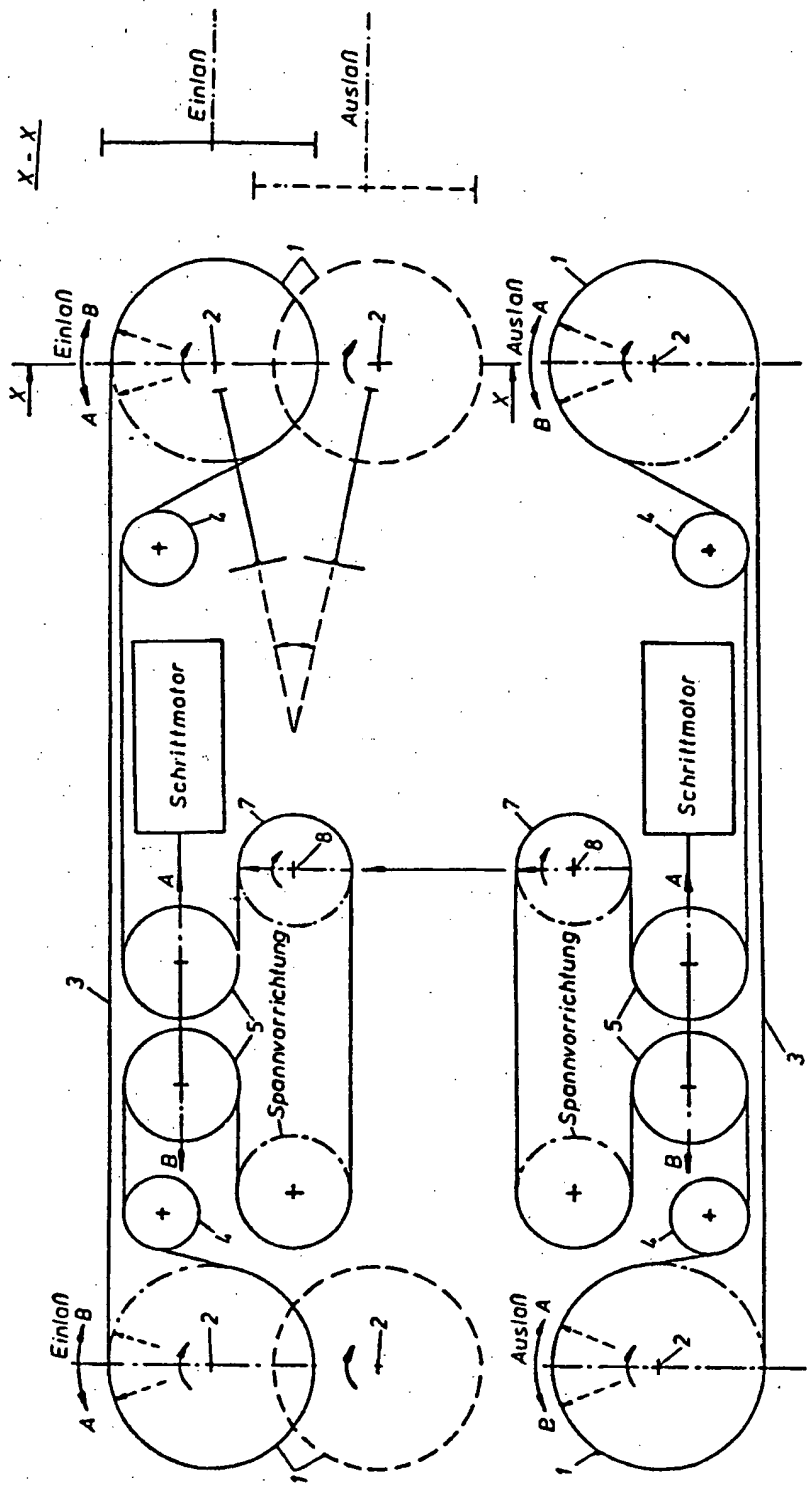


Bild 39: Boxermotor

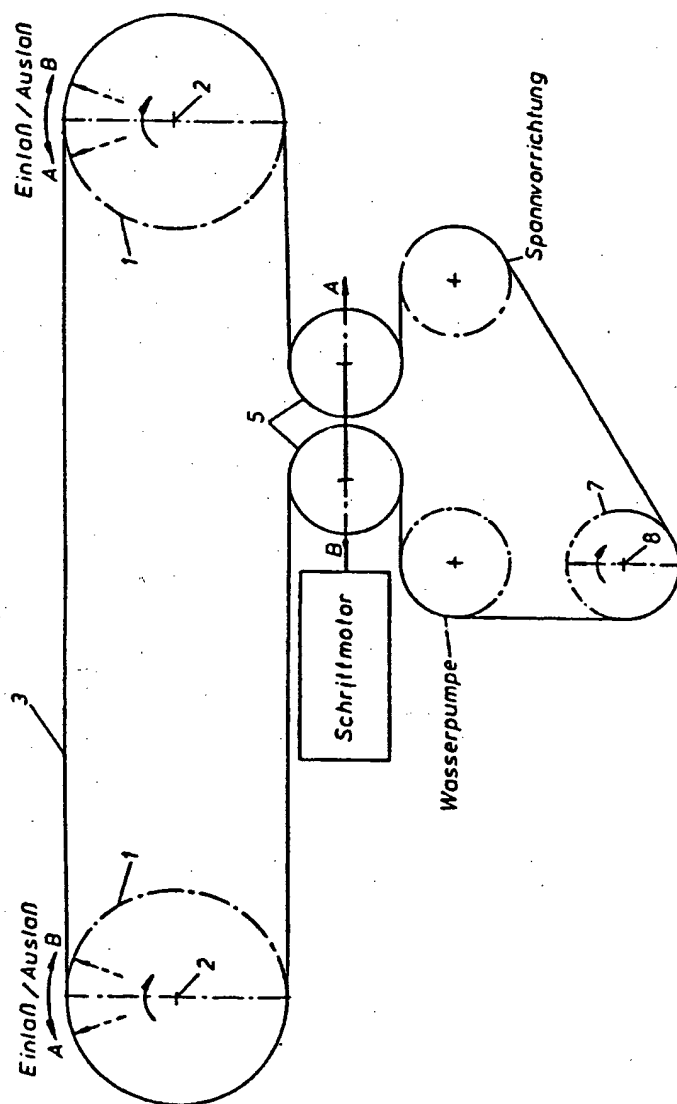


Bild 40: V-Motor

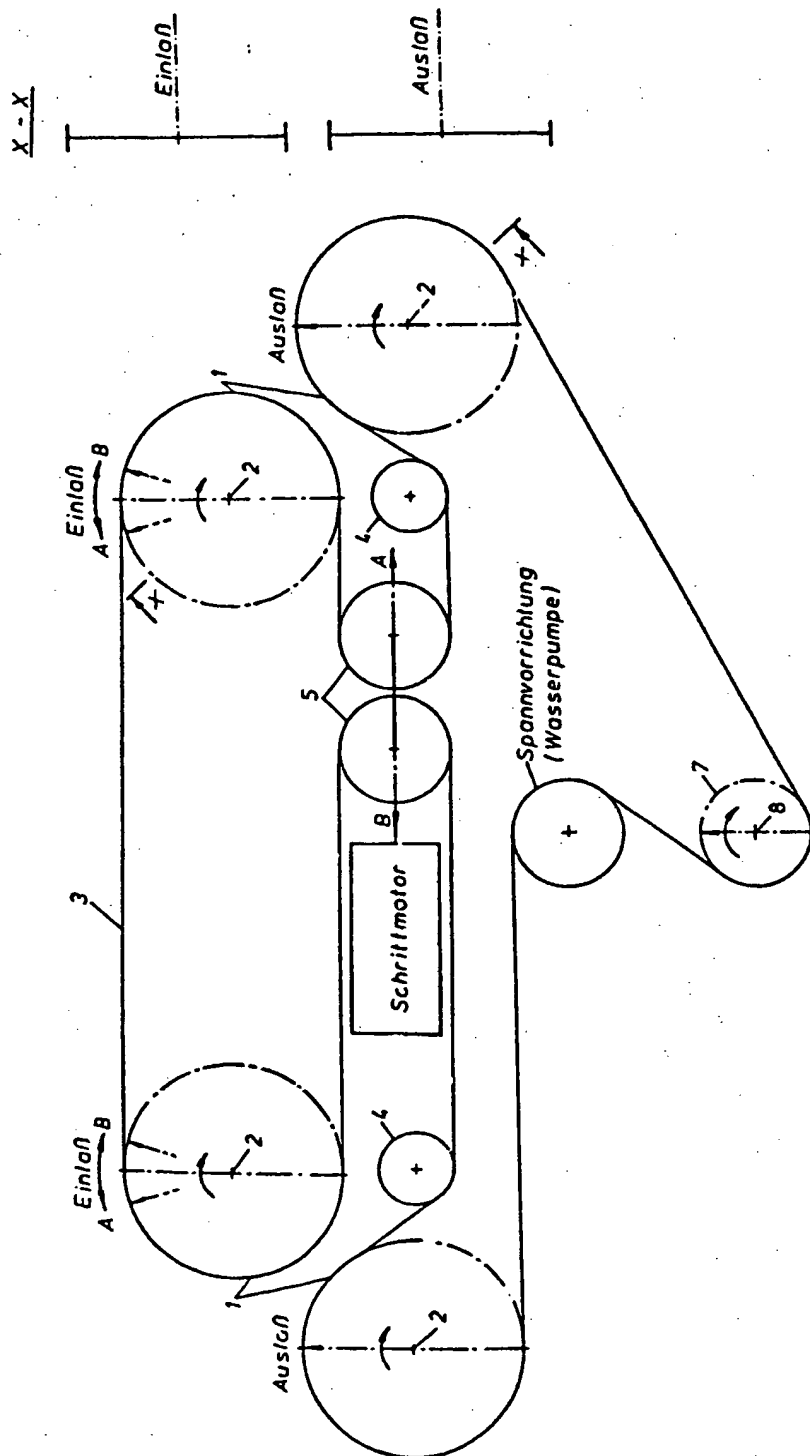


Bild 41: V-Motor

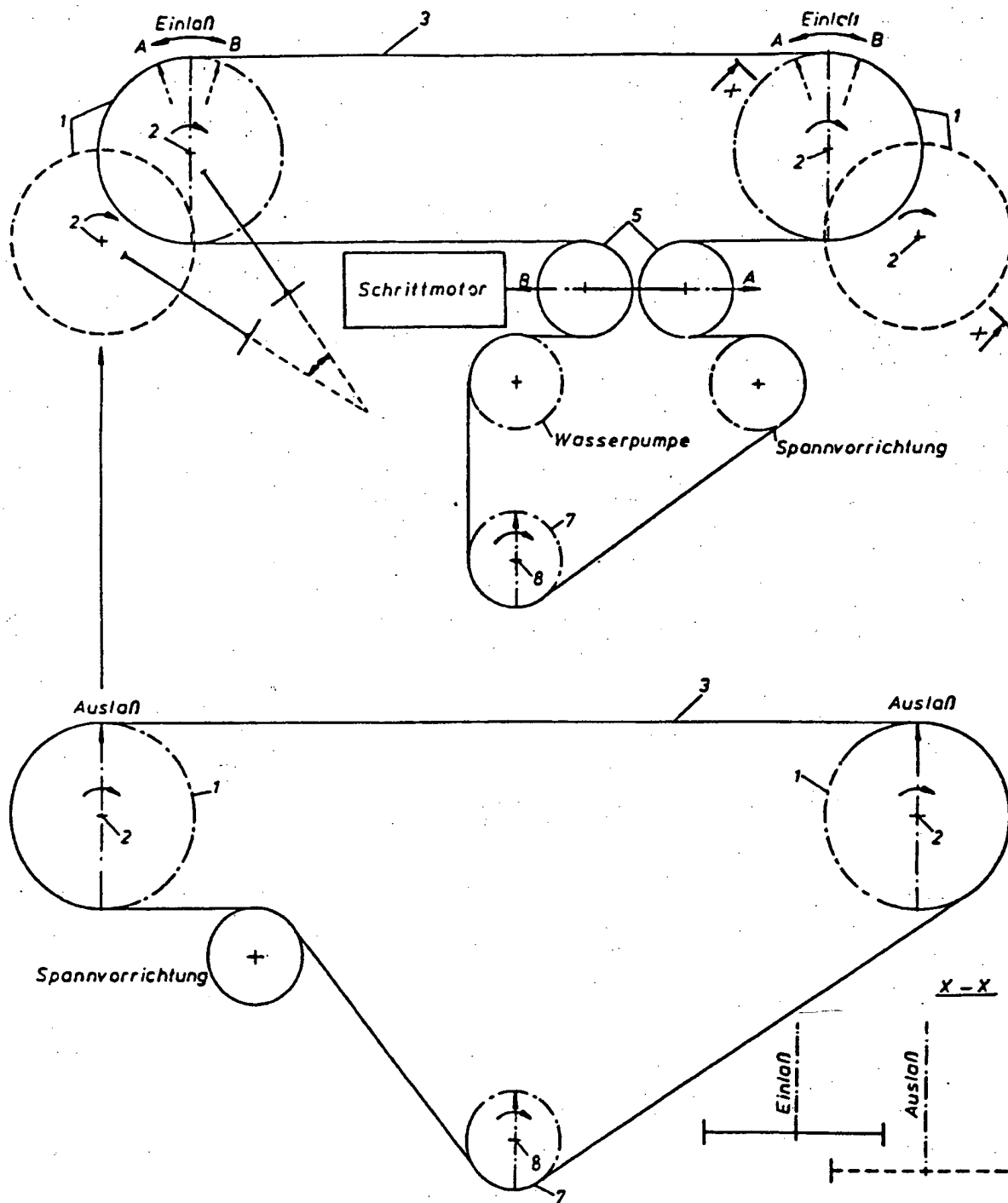


Bild 42: V-Motor

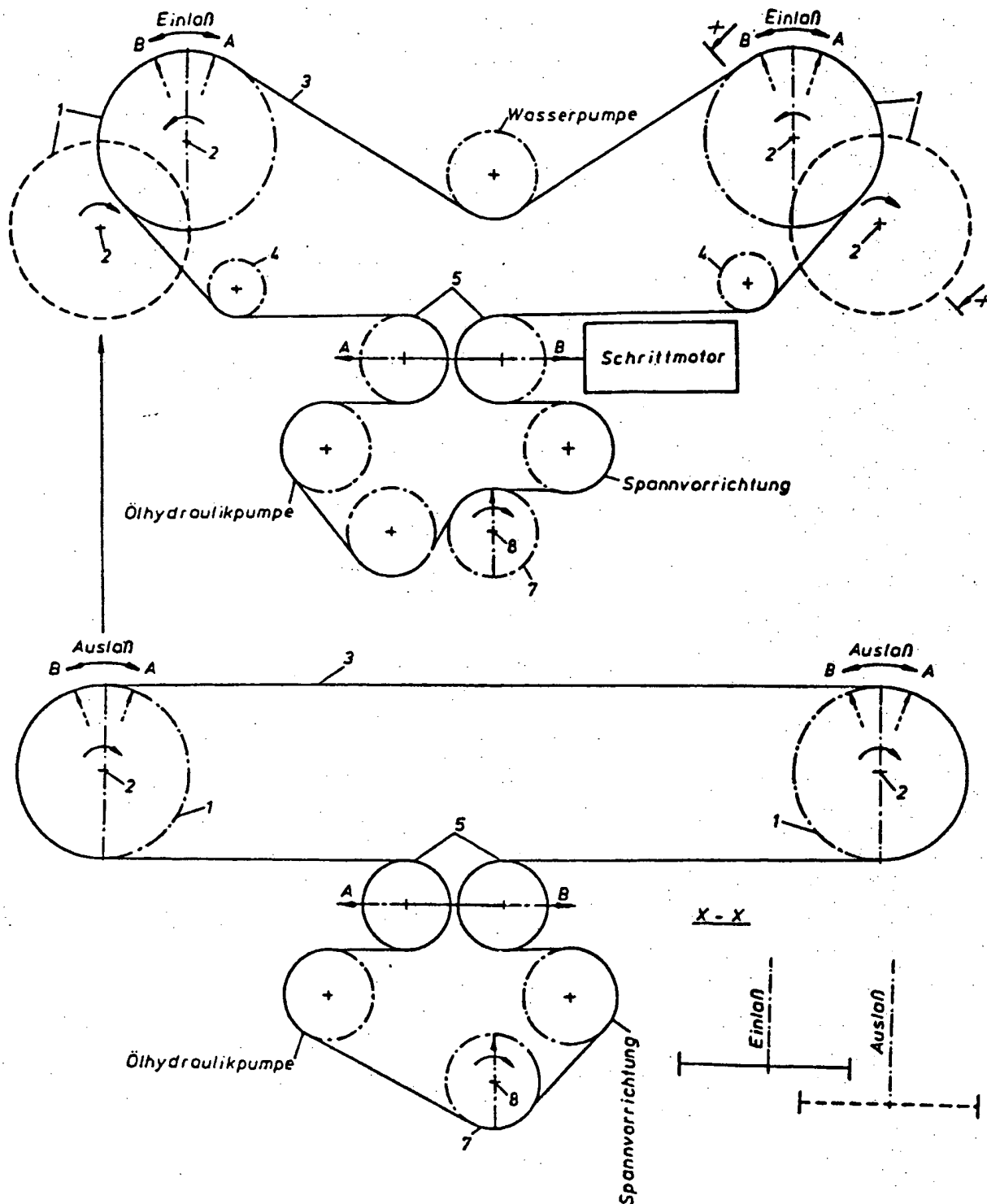


Bild 43: V-Motor

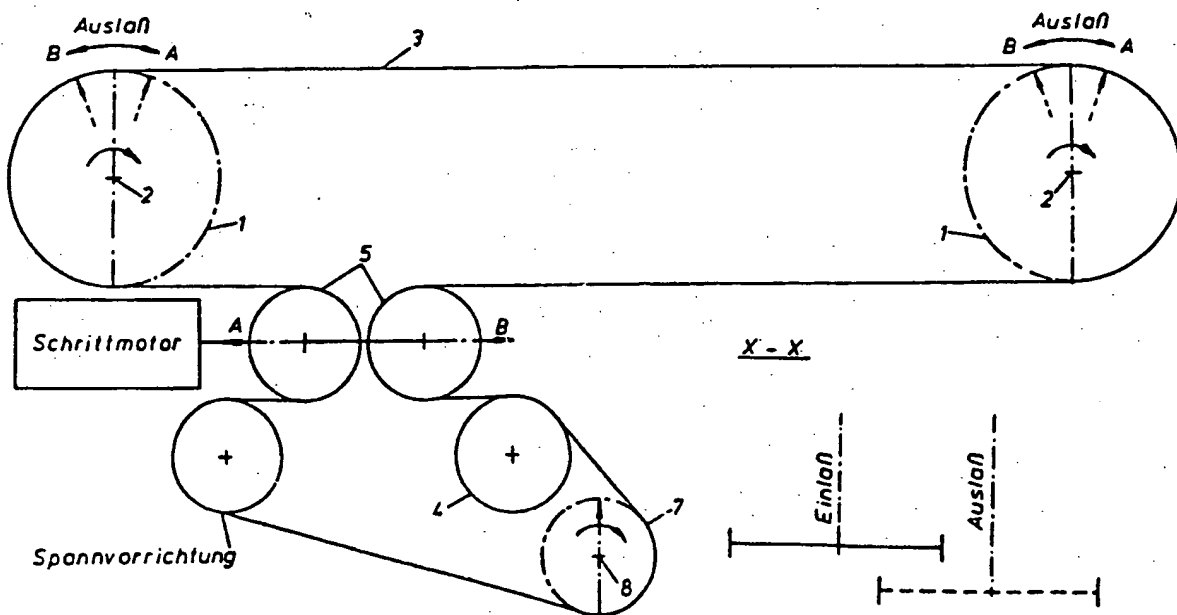
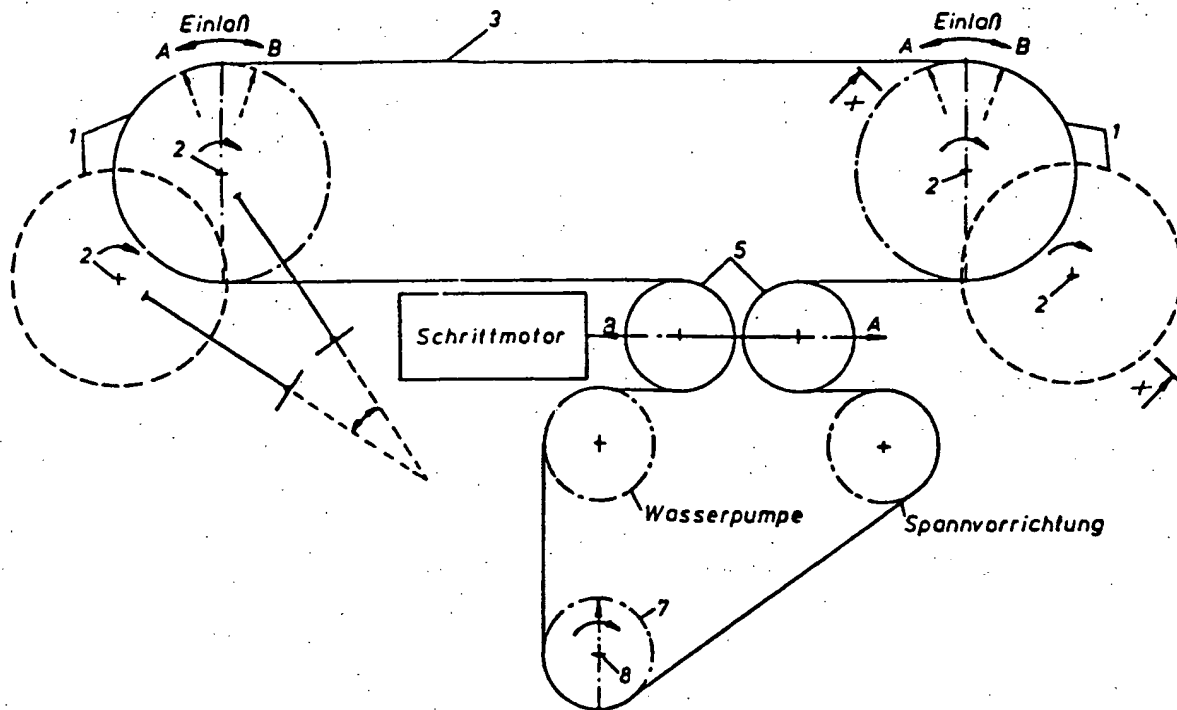


Bild 44: V-Motor

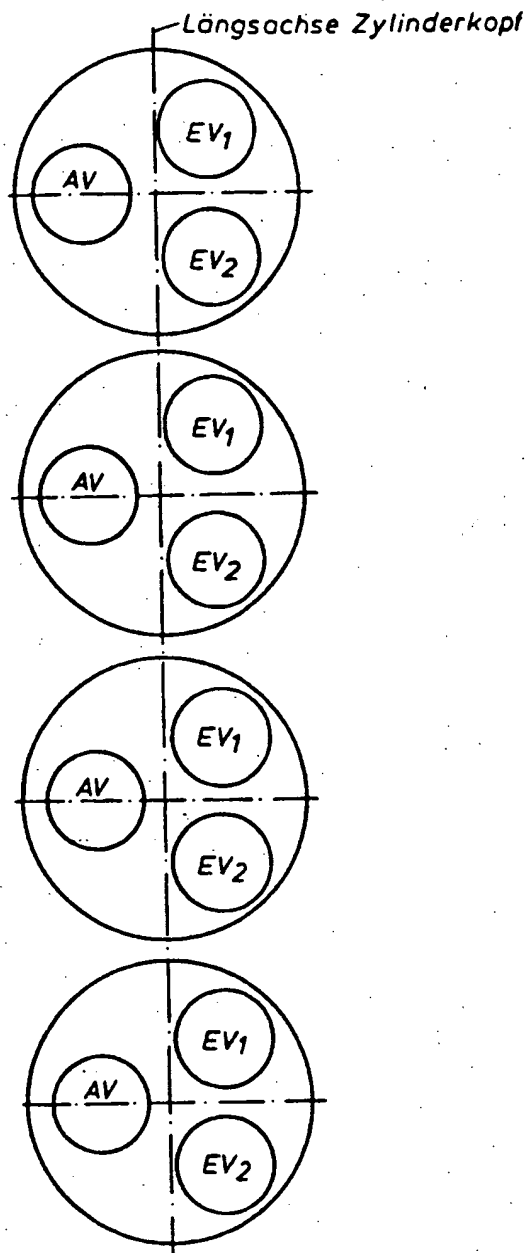


Bild 45: Herkömmliche Ventilanordnung

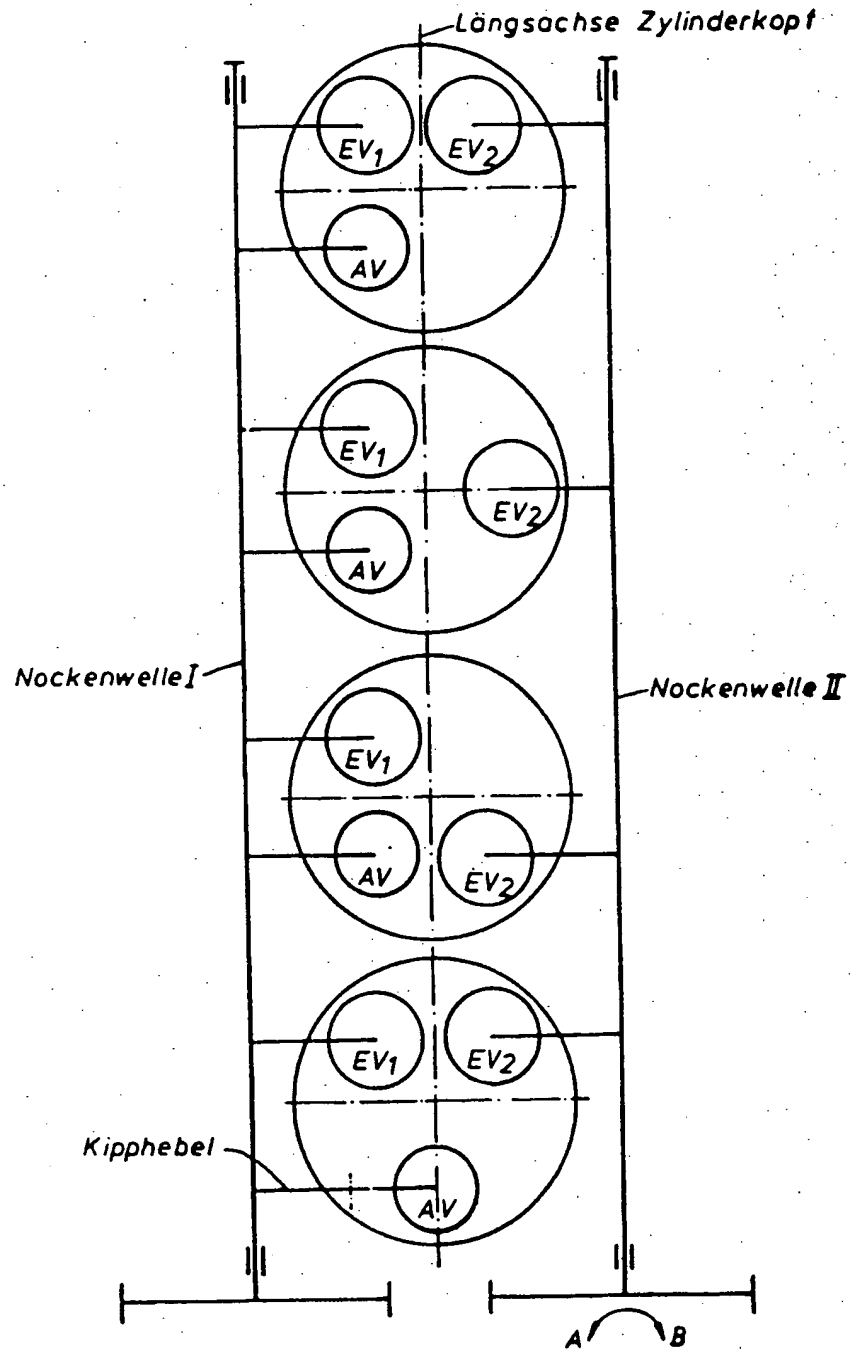


Bild 46: Ventilanordnung gemäß Steuerungskonzept

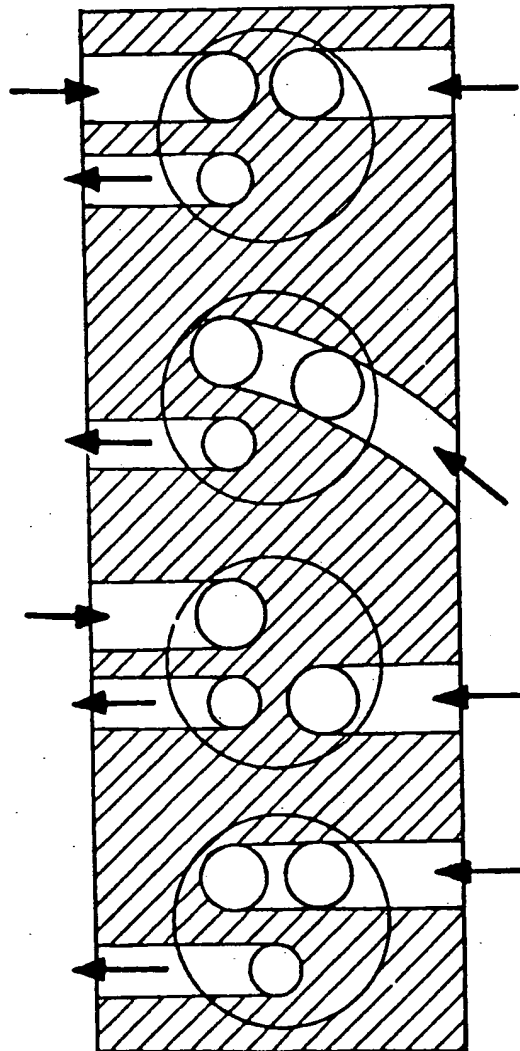


Bild 47: Denkbare Kanalanordnungen

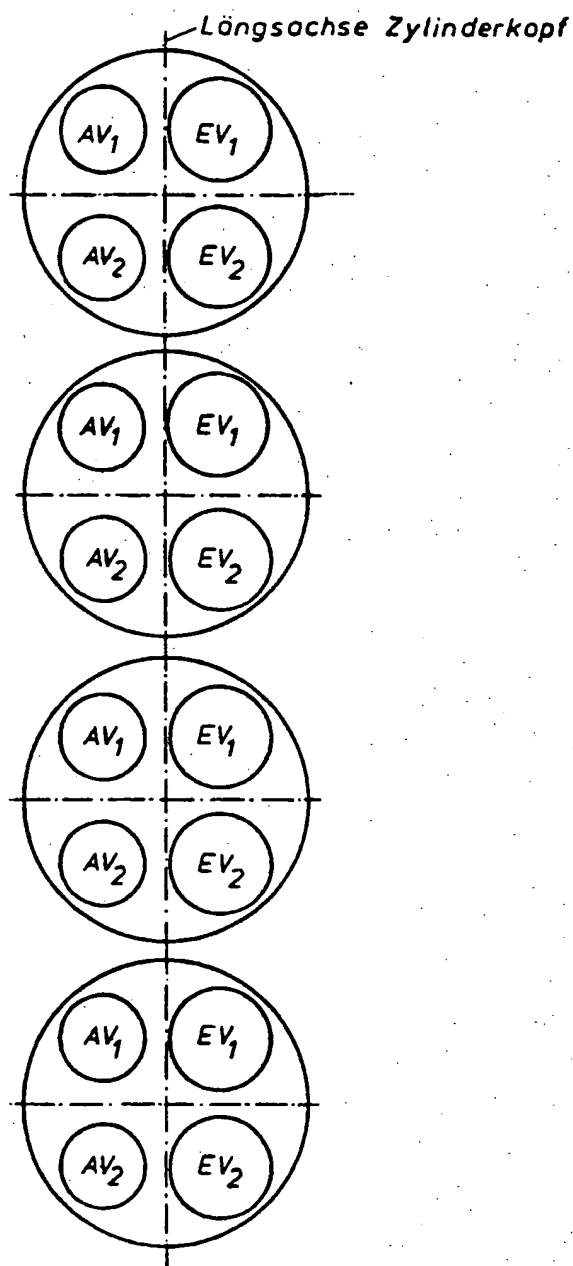


Bild 48: Herkömmliche Ventilanordnung

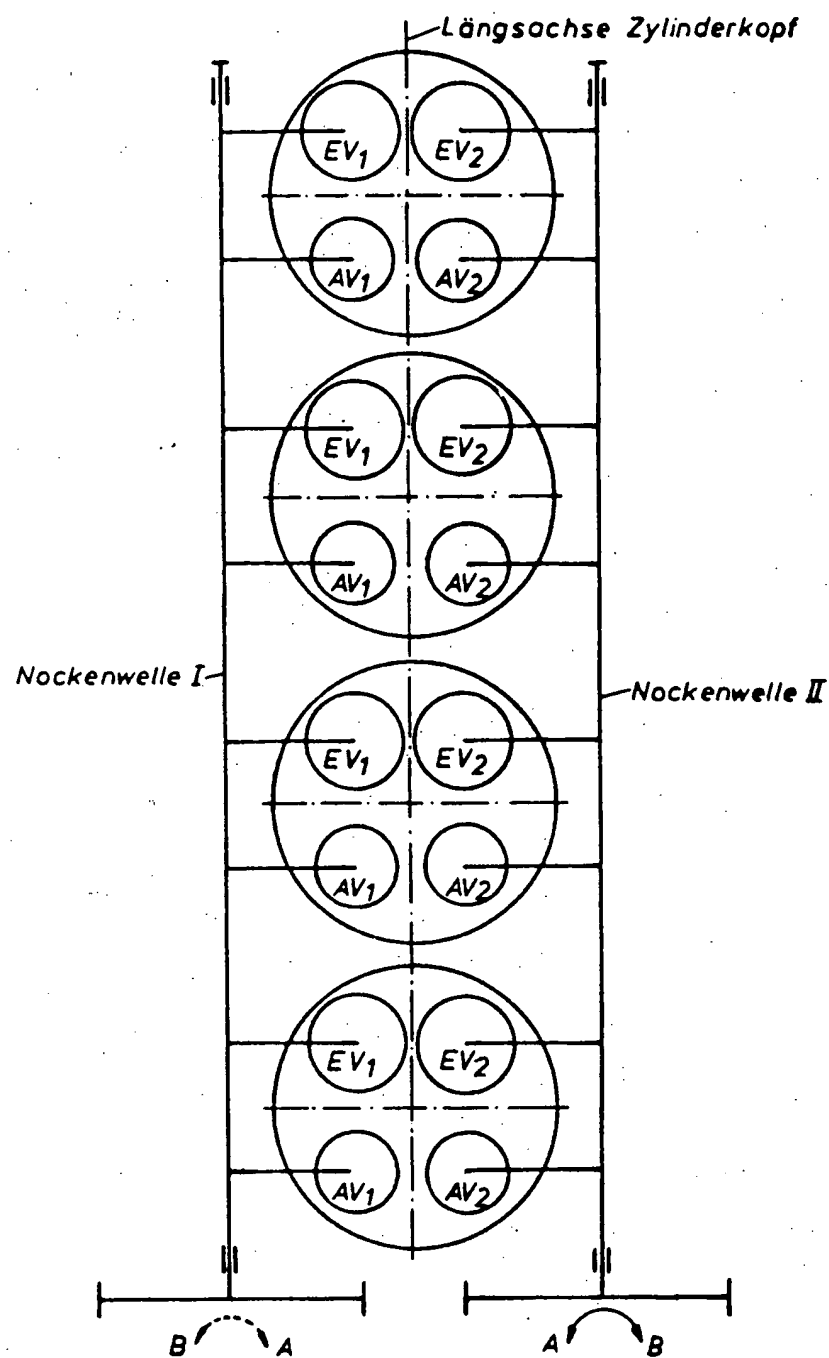


Bild 49: Ventilanordnung gemäß Steuerungskonzept

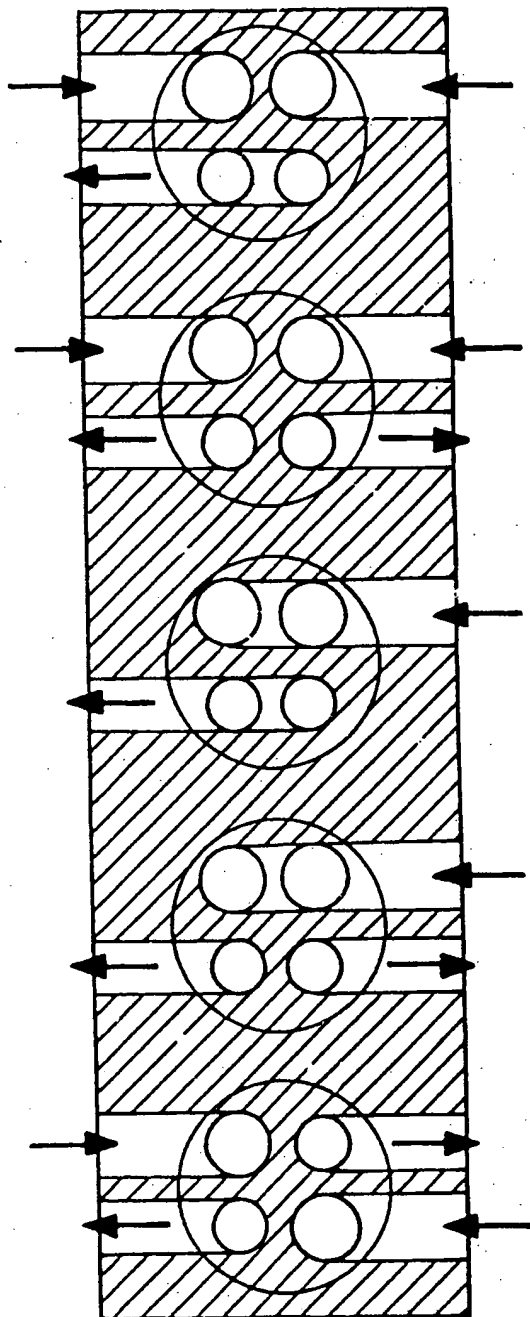
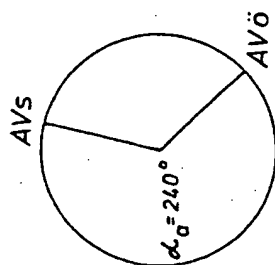
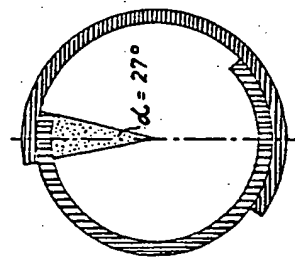
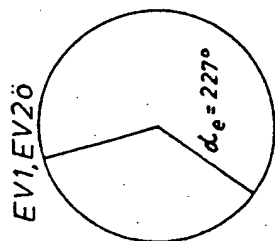


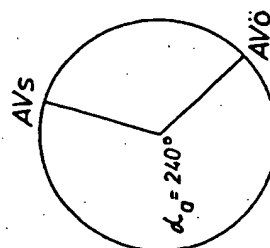
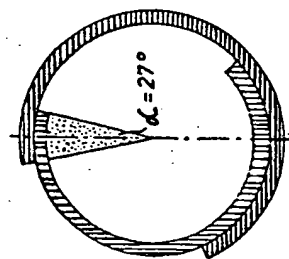
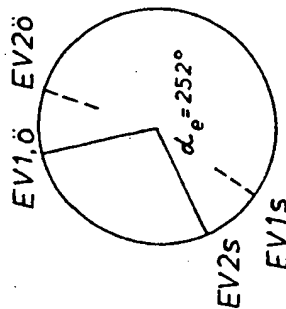
Bild 50: Denkbare Kanalanordnungen

-62-

Steuerdiagramm



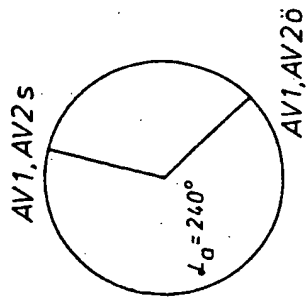
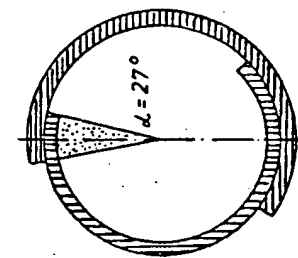
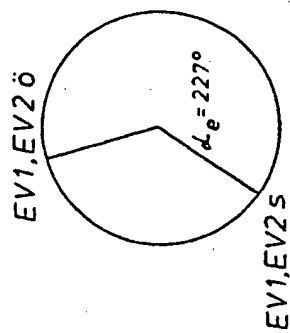
EV1, EV2ö 12° v OT
EV1, EV2s 35° n UT
AVö 45° v UT
AVs 15° n OT



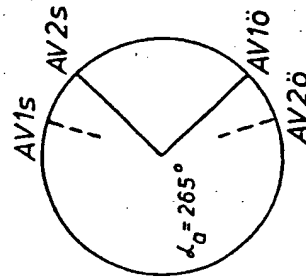
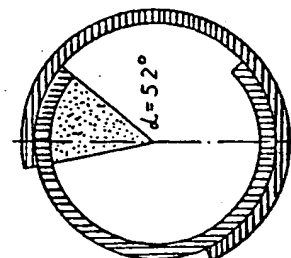
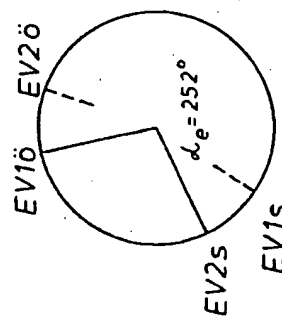
Nockenwelle II phasenverschoben in Richtung A um 25° KW
EV1ö 12° v OT
EV2s 60° n UT

Bild 51: Variables Schließen des Einlaßorgans

Steuerdiagramm



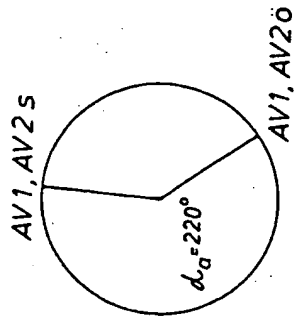
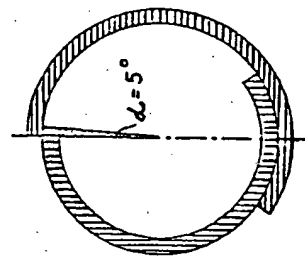
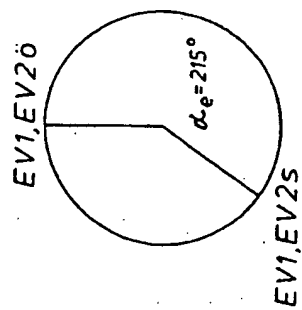
EV1, EV2 ö 12° v OT
EV1, EV2 s 35° n UT
AV1, AV2 ö 45° v UT
AV1, AV2 s 15° n OT



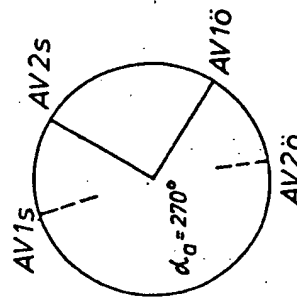
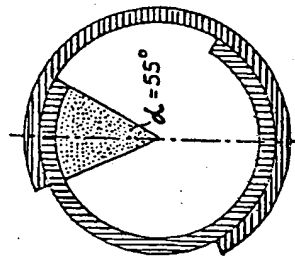
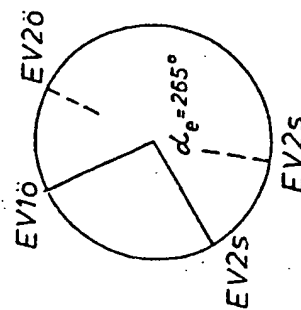
Nockenwelle II phasenver-
setzt in Richtung A um
25° KW
EV1 ö 12° v OT
EV2 s 60° n UT
AV1 ö 45° v UT
AV2 s 40° n OT

Bild 52: Variables Schließen des Einlaß- und Auslaßorgans

Steuerdiagramm



EV1, EV2ö 0° v OT
 EV1, EV2s 35° n UT
 AV1, AV2ö 35° v UT
 EV1, EV2s 5° n OT



Nockenwelle I in Richtung A
 und Nockenwelle II in Rich-
 tung B um 25° KW phasenver-
 setzt

EV1ö 25° v OT
 EV2s 60° n UT
 AV1ö 60° v UT
 AV2s 30° n OT

Bild 53: Variables Öffnen und Schließen des
 Einlaß- und Auslaßorgans

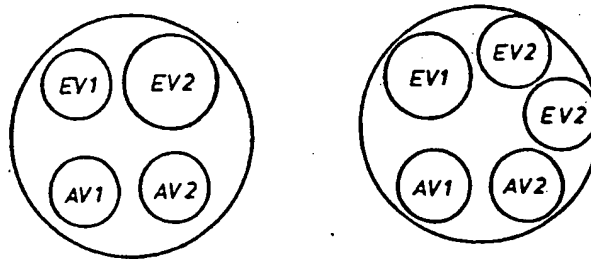


Bild 54: Ventildurchmesser

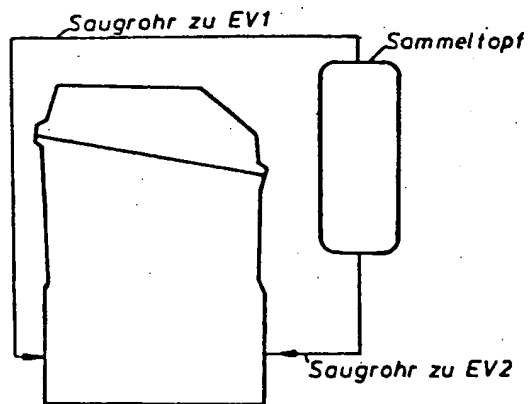


Bild 55: Saugrohrgestaltung

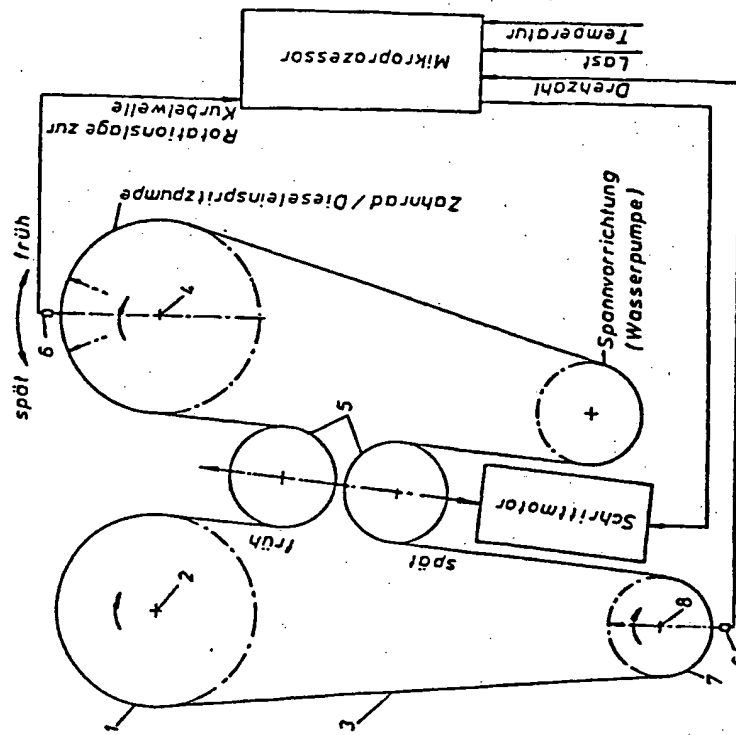


Bild 57: Elektronisch geregelter Spritzversteller

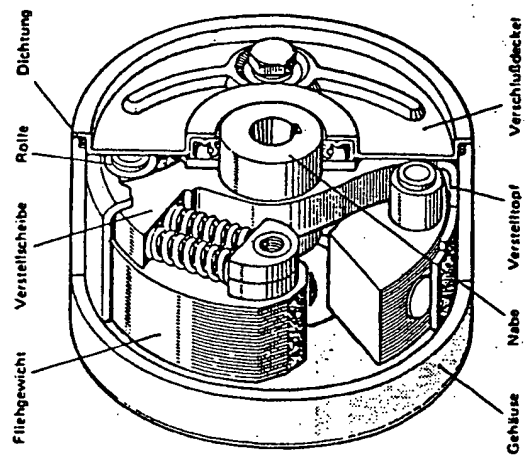


Bild 56: Fliehkraft-Spritzversteller

Laid-Open Publication**DE 38 35 333 A1**

5 Concept for variable valve control based upon cam shaft phase displacement

The load control of an Otto engine without a throttle flap by means of variable valve control can be realised technically, but due to the disproportionately high constructional cost, it cannot currently be implemented economically. It has not
10 been possible to realise concepts for variable valve control which have already been examined and which are based upon infinitely variable cam shaft phase displacement up till now due to the lack of appropriate control elements of the cam shafts.

15 In an extensive search, proposed solutions for infinitely variable cam shaft phase displacement were examined with respect to technical complexity. It was determined that the simplest solution consists of influencing the drive element - the toothed belt or chain - of the cam shafts. Solutions proposed were subjected to function tests, and it was determined that they do not work. In
20 patent application P 3705966.1, which originates from the same applicant, a solution was proposed in principle which eliminated the non-functionality. According to the solution in principle, applicable solution proposals for infinitely variable cam shaft phase displacement for different engine designs were developed.

25

With combustion engines with multi-valve technology, a way was established which also allows a change to the opening duration of the inlet and outlet process with simple technical means.

30 Furthermore, a slightly modified arrangement of the cam shaft toothed wheels was proposed which also ... a very narrow ...

Description

1. Load control without a throttle flap

5 The advantages of variable valve control are known. Ambitious technical solutions, which with an Otto engine also make load control possible without a throttle flap, are extremely complicated and require numerous changes in the region of the cylinder head. For example, there are concepts which were developed and tested at the Technical University of Vienna and by the VW
10 research department.

Wichart introduced mechanically variable valve control. In **Fig. 1** the design of the cylinder head with the associated control mechanism is shown [1].

15 Geringer developed variable valve control based on electronic hydraulics, **Fig. 2** [2].

Walzer examined rotary slide valve control. **Fig. 3** [3] shows the sectional drawing of the cylinder head.

20

The operating mode of the developments is not explained in greater detail here.

Fig. 4 shows the sectional drawing of a conventional cylinder head.

25 It can be seen from the comparison of the cylinder heads that the technical complexity, in particular of the Vienna developments, is considerable, and at the present time is not in proportion to the economic use of these devices such that these control systems were initially only realised for the purposes of research and testing.

30

2. Cam shaft phase displacement

It is known that with different operational states of the combustion engine, clearly improved conditions for gas exchange can be created by means of cam shaft phase displacement, even if the opening duration of the inlet and outlet process is not changed here. Advantages result from this, in particular with regard to exhaust gas emissions, but also with regard to fuel consumption, the course of torque and idling stability.

2.1 Fiat

Fiat examined the effects of cam shaft phase displacement on a two-valve Lancia engine. The inlet and outlet cam shafts are displaced along their longitudinal axis, dependent upon the number of revolutions. They experience here a phase offset because the cam shaft toothed wheel is connected to the cam shaft by means of inclined teeth. In addition, the valve stroke is changed by conical cams. The complex design is shown in **Fig. 5**. In **Fig. 6** the effects of cam shaft phase displacement are shown with respect to the average functional pressure and specific fuel consumption [4].

2.2 Daimler Benz

For the purpose of testing, Daimler Benz used a design shown by **Fig. 7**. Phase displacement is achieved by means of very wide, toothed wheels with inclined teeth and which are axially displaced on the cam shafts.

2.3 Alfa Romeo

Alfa Romeo is the only automobile manufacturer to use a solution, shown in **Fig. 8**, in production. By means of an intermediary bushing which can be axially displaced on the cam shaft and which has inclined teeth on the inside and straight teeth on the outside, the inlet cam shaft is phase displaced dependent upon the number of revolutions. Although the phase displacement is not

infinitely variable, improvements are achieved with regard to gas exchange. However, this constructional design is also associated with extremely high technical complexity such that the phase displacement of the outlet cam shaft is dispensed with [6].

5

3. Influence of the drive element of the cam shaft

In the patent specification and standards inspection office at the University of Dortmund, patents and patent applications relating to infinitely variable cam shaft phase displacement were examined with regard to technical complexity in a search which lasted several months. It was established that the influence of the drive element of the cam shaft – the toothed belt or chain – is the simplest solution. These proposals were examined for function, and it was established that for various reasons they are not functional. This is explained in more details with several examples.

15

3.1 Patent Application DE 34 06 100.2

The proposed solution is shown in **Fig. 9**. A phase offset is achieved by moving the cam shaft drive dependent upon the number of revolutions. **Fig. 10** shows an example of the application. The moved position *A* is shown on the left, and the middle position *B* is shown on the right.

In position *A* the belt length is

25

$$\begin{aligned} l_A &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 \\ &= 66.7 + 51.0 + 8.4 + 117.0 + 34.9 + 148.5 \\ l_A &= 426.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

and in the middle position *B*

30

$$\begin{aligned} l_B &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 \\ l_B &= 67.4 + 51.0 + 4.6 + 105.0 + 33.8 + 105.0 + 4.6 + 51.0 \\ l_B &= 422.4 \text{ mm} \end{aligned}$$

35

$$l_A = l_B \text{ but } l_A \neq l_B$$

must apply.

- 5 The proposed solution does not work because upon displacement of the control wheels from position *A* to position *B*, the drive belt has to be shortened by 4.1 mm, and then lengthened again in the opposite movement by the same amount. If the drive belt is taut in the middle position *B*, the control wheels can not move at all because the drive belt must instantaneously lengthen [7].

10

3.2 Patent Application DE 35 09 094.4

Fig. 11 shows patent application DE 35 09 094.4. By means of control rollers which engage between the toothed wheels of the cam shafts and the crank shaft on the back of the belt, the cam shafts are out of phase. An example is shown in **Fig. 12**. The belt length changes were calculated in the effective range of the control rollers 1 and 2. By means of the belt length change curves it can be seen in **Fig. 13** that they

- 20 - have a very different course (or behaviour) and
 - are not linear

in the effective range of the control rollers 1 and 2.

- 25 A control and regulation system for the control rollers should be exceptionally difficult to implement practically. It must further be taken into consideration that upon displacement of the control rollers, only the belt tension is at first changed. This contradicts the recommendations of the toothed belt manufacturers who specify an exactly defined toothed belt preliminary tension. And finally, the
- 30 distance between the cam shaft toothed wheels does not correspond to the true ratios on the combustion engine [8].

Fig. 14 shows the proposed solution which was extended by control electronics by patent application JP 58-1 40 510, **Fig. 15**. The inlet cam shaft 18 will
 5 experience a phase offset by means of control rollers 25 which are displaced radially around the inlet cam shaft. **Fig. 16** shows an example where only the effective range of the control rollers is shown.

The belt length in the moved position *A* is

10

$$\begin{aligned} l_A &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 \\ &= 110.0 + 64.5 + 41.0 + 16.8 + 71.0 + 17.0 \\ l_A &= 320.3 \text{ mm} \end{aligned}$$

15 and in the middle position *B*

$$\begin{aligned} l_B &= l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6 + l_7 + l_8 + l_9 \\ &= 12.2 + 45.1 + 10.1 + 41.0 + 65.4 + 41.0 + 8.6 + 68.0 + 8.9 \\ l_B &= 300.3 \text{ mm} \end{aligned}$$

20

$$l_A = l_B \text{ but } l_A \neq l_B$$

must apply.

25 This proposed solution cannot work either because upon displacement of the control rollers, the drive belt has to lengthen and shorten by 20.0 mm. Upon clamping the drive belt in the middle position *B*, the control rollers can not be displaced. Moreover, a four-stroke engine works with a crank shaft / cam shaft transmission ratio of 1 to 1, which is not basically shown by **Figs. 14 and 15** [9]
 30 and [10].

3.4. Further proposed solutions

There are further proposed solutions which will not be discussed in greater detail here, **Figs. 17 to 25**. Although national and international patents were
 5 partially issued for these, their function will also fail.

Fig. 17: Patent Application US 82/01 468 10/1981 [11]

Fig. 18: Patent Application US 36 83 875 6/1970 [12]

Fig. 19: Patent Application GB 6 14 688 5/1929 [13]

10 **Fig. 20:** Patent Application DE 27 47 884.8 10/1977 [14]

Fig. 21: Patent Application DE 35 34 446.6 9/1985 [15]

Fig. 22: Patent Application DE 19 64 005 12/1969 [16]

Fig. 23: Patent Application DE 35 06 107.3 2/1985 [17]

Fig. 24: Patent Application I 6 39 467 10/1966 [18]

15 **Fig. 25:** Patent Application CS 67 93-69 10/1969 [19]

4. Principle of cam shaft phase control

In patent application P 37 05 966.1 the principle of cam shaft phase control is
 20 shown, and this is reproduced in **Fig. 26**. The cam shaft toothed wheel 1 is
 driven by the crank shaft toothed wheel 7 by means of a toothed belt 3. The
 phase position of the cam shaft 2 is changed by the linear displacement of the
 control rollers 5 relative to the crank shaft 8. The control rollers 5 are attached
 to a common holding device 6. The guide rollers or guide toothed wheels 4
 25 guarantee a parallel progress of the belt cables commencing from the control
 rollers 5. The parallel or nearly parallel progress of the belt cables is the
 condition for the functionality of the control. This was not fulfilled by any of the
 previously proposed solutions. Taking into account toothed wheels of the crank
 shaft, of the cam shafts and of the accessories already available, and
 30 dependent upon the engine design, the required number of guide rollers is
 reduced considerably, as will be shown below.

$\Delta l_{\text{roller left}} = \Delta l_{\text{roller right}}$

applies for the belt length change Δl in the effective range of the control rollers.

5 The total belt length must be maintained

$$\Delta l_{R1} - \Delta l_{Rr} = 0$$

where

10

$$\Delta l = 2\Delta s$$

and

15 Δs = displacement value of the control rollers.

For the cam shaft phase displacement $\Delta\alpha$ with a four-stroke engine, the following applies:

20
$$\Delta\alpha^{\circ}\text{KW} = \frac{n \cdot 2\Delta s}{\pi \cdot d} \cdot 360$$

$$= \frac{4 \cdot \Delta s}{\pi \cdot d} \cdot 360$$

25

n = crank shaft / cam shaft transmission ratio 2:1

d = diameter of the cam shaft toothed wheel

30 The diameter of the control rollers has no effect upon the cam shaft phase displacement.

Fig. 27 shows the phase displacement with a cam shaft toothed wheel diameter of $d = 114.65$ mm. With displacement of the control rollers by for example $\Delta s =$
35 30.0 mm, the cam shaft is out of phase by $\Delta\alpha = 120^{\circ}$ KW (crank shaft).

With previous cam shaft control apparatuses, a maximum phase offset of approximately 50°KW (crank shaft) could be achieved.

The object of this invention is, while maintaining the solution in principle of patent application P 37 05 966.1, to show a way which

- 5 - makes possible the cam shaft phase offset, even with a different number of cam shafts and with different engine designs;
- also allows a change in the opening duration of the inlet and outlet process with combustion engines with multi-valve technology, and
- 10 - with a double cam shaft cylinder head also makes possible a very narrow valve angle arrangement by means of a slightly modified arrangement of the cam shaft toothed wheels.

This object is achieved according to the invention in that

15

1. the phase position of the cam shaft(s) 2 is changed by displacing the control rollers 5 relative to one another and to the crank shaft, and
 - for in-line engines according to the examples of embodiments in **Figs. 28 to 33,**
 - 20 - for boxer engines according to the examples of embodiments in **Figs. 34 to 39,**
 - for V engines according to the examples of embodiments in **Figs. 40 to 44.**
- 25 2. in a cylinder head which has at least two inlet and two outlet valves per cylinder, the pairs of inlet and outlet valves are disposed diagonally, diametrically or at right angles to the longitudinal axis of the cylinder head
- 30 3. the opening duration of the inlet and outlet process is changed by a logical combination of proposals 1 and 2

4. the cam shaft toothed wheels are arranged, offset, on the longitudinal and transverse axis of the cylinder head, **Figs. 30, 33, 36, 39, 42, 43, 44.**

5

4.1 In-line engine

Figs. 28 to 33 show a selection of possible examples of embodiments of an in-line engine which are described briefly.

10 **Fig. 28:**

The phase position is changed with respect to inlet and outlet. Because the cam shaft has both inlet and outlet cams, the overlap at the top dead center can not be effected.

15 **Fig. 29:**

The inlet and outlet valves are operated by an inlet and an outlet cam shaft. The phase position of the outlet cam shaft is constant, and that of the inlet cam shaft is changed. The overlap at the top dead center is favourably effected with respect to inlet. Because the cam shaft toothed wheels lie on one level, the
20 inlet and outlet valves can only be positioned apart from one another by a large angle.

Fig. 30:

The function corresponds to **Fig. 29**. The cam shaft toothed wheels are offset
25 on the longitudinal axis of the cylinder head. In this way, the inlet and outlet valves can be disposed with a small angle. This leads to a different combustion chamber geometry which is advantageous with highly compressed engines. In addition, the cylinder head can take on a more compact design.

30 **Fig. 31:**

The control rollers of the inlet and outlet side are attached to a common holding device and are displaced by means of a single step motor. The phase offset of the cam shafts is coupled and takes place in the opposite direction. The

overlap in the top dead center is advantageously effected with respect to inlet and outlet.

Fig. 32:

- 5 The cam shafts are phase-displaced from one another independently by means of two step motors.

Fig. 33:

- 10 The function corresponds to **Fig. 32**. The cam shaft toothed wheels are arranged such as to be offset.

4.2 Boxer engine

- 15 Similarly to the in-line engine, examples of embodiments of boxer engines are shown in **Figs. 34 to 39**. It should be noted here that cam shafts with the same function are phase-displaced with a single step motor for both rows of cylinders.

4.3 V engine

- 20 **Figs. 40 to 44** show possible examples of embodiments for V engines. Here too, the phase displacement of cam shafts with the same function is achieved by a single step motor.

- 25 5. Synchronous or asynchronous operation of two inlet and/or two outlet valves per cylinder

- The examples of embodiments show that it is possible by simple technical means to change the phase position of the cam shafts. The use of multi-valve technology in modern internal combustion engine manufacture offers, in
30 conjunction with cam shaft phase displacement, the possibility of changing the opening duration of the inlet and outlet process. The control concept is based upon the idea of synchronously and asynchronously opening and closing two inlet and/or two outlet valves per cylinder.

5.1 Variable closure of the inlet member

Fig. 45 shows the conventional valve arrangement in a cylinder head which has two inlet and one outlet valve per cylinder. The inlet valves *EV 1* and *EV 2* lie parallel to the longitudinal axis of the cylinder head.

In **Fig. 46** the pair of inlet valves lies diametrically, diagonally or at right angles to the longitudinal axis, according to the control concept. Possible channel arrangements are reproduced by **Fig. 47**. The inlet valves *EV 1* and the outlet valves *AV* are operated by the cam shaft I, and the inlet valves *EV 2* are operated by cam shaft II. The basic control times are a compromise and are designed with respect to inlet and outlet for good filling of the cylinders at a low number of revolutions. The cam shaft drive is used for in-line engines according to **Figs. 29** or **30**, for boxer engines according to **Fig. 35** or **36**, and for V engines according to **Fig. 41** or **42**.

Operating mode of the control, **Fig. 46**

With low numbers of revolutions, the inlet valves *EV 1* and *EV 2* open and close synchronously. As the number of revolutions increases, the inlet component will close later. In order to achieve this, the control rollers are shifted in direction *A* so that the cam shaft II experiences a negative phase offset. This means that from now on the inlet valves *EV 1* and *EV 2* function asynchronously. The inlet valves *EV 2* open and – more importantly – close the inlet component later than the inlet valves *EV 1*. With lower numbers of revolutions, the control rollers are shifted in direction *B* until finally the inlet valves *EV 1* and *EV 2* work synchronously again.

5.2. Variable closure of the inlet and outlet members

In **Fig. 48** the conventional arrangement of the valves in a cylinder head is reproduced with two inlet and outlet valves per cylinder. The pair of inlet valves *EV 1*, *EV 2* and the pair of outlet valves *AV 1*, *AV 2* lie parallel to the longitudinal axis of the cylinder head.

Fig. 49 shows the pairs of inlet and outlet valves according to the control concept disposed at right angles to the longitudinal axis of the cylinder head. Possible channel arrangements are shown in **Fig. 50**. The inlet valves *EV 1* and the outlet valves *AV 1* are operated by the cam shaft I and the inlet valves *EV 2* and the outlet valves *AV 2* are operated by the cam shaft II. The basic control times are designed with the dead center giving the most ideal possible cylinder filling with a lower number of revolutions. The cam shaft drive is implemented for in-line engines according to **Figs. 29** or **30**, for boxer engines according to **Figs. 35** or **36**, and for V engines according to **Figs. 41** or **42**.

Operating mode of the control, **Fig. 49**

With low numbers of revolutions, the inlet valves *EV 1* open and close synchronously with *EV 2* and the outlet valves *AV 1* with *AV 2*, corresponding to the control times stipulated. As the number of revolutions increases, the inlet and outlet component will close later. The control rollers are therefore shifted in direction *A*, by means of which the cam shaft II is phase displaced in the later direction. Consequently, the inlet valves *EV 2* and the outlet valves *AV 2* close the inlet and outlet component later than the inlet valves *EV 1* and the outlet valves *AV 1*. If the inlet valves *EV 2* and the outlet valves *AV 2* close earlier again, the control rollers are then shifted in direction *B* so that the cam shaft II experiences a phase displacement in the earlier direction until synchronous operation of the inlet valves *EV 1* with *EV 2* and of the outlet valves *AV 1* with *AV 2* is established.

5.3. Variable opening and closure of the inlet and outlet component

The valve and channel arrangement and determination of control times corresponds to 5.2. In addition, the cam shaft I is also set out of phase with the cam shaft drives for in-line engines according to **Fig. 31** or **32** or **33**, for boxer engines according to **Fig. 37** or **38** or **39**, and for V engines according to **Fig. 43** or **44**.

Operating mode of the control, **Fig. 49**

With low numbers of revolutions the inlet valves *EV 1* are controlled synchronously with *EV 2* and the outlet valves *AV 1* with *AV 2*. As the number of revolutions increases, the inlet and outlet component is opened earlier and closed later. The control rollers of both cam shafts are shifted in direction *A*. Cam shaft I experiences here a phase offset in the earlier direction and cam shaft II in the later direction. The inlet valves *EV 1* are consequently operated asynchronously with *EV 2* and the outlet valves *AV 1* with *AV 2*. The inlet and outlet valves *EV 1* and *AV 1* open the inlet and outlet component earlier, and the inlet and outlet valves *EV 2* and *AV 2* close the inlet and outlet component later. If the inlet and outlet component are opened later and closed earlier again, the control rollers of both cam shafts are displaced in direction *B* so that cam shaft I experiences a phase offset in the later direction and cam shaft II in the earlier direction until finally cam shafts I and II operate in phase once again.

The control processes of 5. are clarified in **Figures 51** to **53** using examples.

6. Optimisation possibilities

The potential available for variable valve control can be further improved by specific measures such as

- different valve diameters
- design of suction pipe (or intake manifold), and
- single throttle flaps.

6.1. Valve diameter

So that a sufficient inlet cross-section is available after the bottom dead center, even with high numbers of revolutions, it is advantageous to choose the diameter of the inlet valve *EV 2* which closes later to be larger than that of inlet valve *EV 1*. Furthermore, a second, additional inlet valve *EV 2* can also be provided for the inlet side which closes later, **Fig. 54**.

6.2. Design of suction pipe (or intake manifold)

Inlet valves *EV 1* and *EV 2* can be attached to equally long suction (or intake) pipes. It makes more sense, however, to attach the inlet valve *EV 1* to a long suction pipe, and inlet valve *EV 2* to a short suction pipe. In this way the length of suction pipe of the *EV 1* valve is adapted for low numbers of revolutions, and that of the *EV 2* valve for high numbers of revolutions, **Fig. 55**.

6.2. Single throttle flaps

For inlet valves *EV 2* single throttle flaps can be provided which close the suction pipes with low numbers of revolutions. The cylinders are only supplied with fresh gas by means of inlet valves *EV 1*. Due to the reduced suction pipe cross-section, the gas speed is increased, and this leads to an improved recharge effect at low numbers of revolutions.

7. Advantages of the concept

The advantages of the concept will be discussed briefly. These are:

- in comparison to the solutions for variable valve control already suggested or implemented, the concept is characterised by its exceptional simplicity
- the whole system combustion engine does not undergo any appreciable structural alterations

- the side wall of the combustion engine is ideal for integrating the control system at this point without increasing the overall installed size of the combustion engine
- the essential components such as rollers, toothed wheels, highly flexible drive belts, step motors etc. are already produced industrially
- no high quality requirements are made of the control and guide rollers
- should repairs be necessary, the control system is easily accessible and therefore service-friendly
- the load control systems according to Wichart, Geringer and Walzer can be simplified or further elaborated.

8. Example of an application for diesel injection pumps

With diesel engines, the start of injection of the fuel into the cylinder chamber is dependent upon the respective operational state of the combustion engine:

- early with higher numbers of revolutions and for cold start
- late for noise reduction with a small load
- early with a full load for total combustion

With conventional centrifugal force injection adjusters, the start of injection is changed very inadequately, only by the control variable number of revolutions, **Fig. 56.**

Fig. 57 shows an example of an embodiment of an electronically regulated injection start adjuster. The drive of the cam shaft 2 of the combustion engine and of the pump cam shaft 4 is implemented in the conventional manner by means of a toothed belt. The number of revolutions and the phase position of the pump cam shaft are recorded by sprocket sensors 6. Furthermore, the load and temperature control variables are conveyed to a micro-processor. This calculates from the revolution, load and temperature control variables the optimal injection time. The control rollers 5 are shifted by signals to a multi-phase motor until the required phase position of the pump cam shaft is reached.

9. Comments

Within the framework of his studies A. Henselek of the Ruhr University in Bochum carried out simulation calculations using the PROMO programme system. He examined the effects of synchronous and asynchronous opening and closure of two inlet and two outlet valves per cylinder. The results confirm the positive effect upon the gas exchange processes [20].

An engineering design is currently being developed.

10. Bibliography

[1] Wichart, Klaus: Basic possibilities for avoiding throttle losses with Otto engines by means of variable valve control, lecture at the 7th International Vienna Engine Symposium, 24 and 25.4.1986, Vienna.

[2] Geringer, Bernhard: Evaluation and development of electronically/hydraulically controlled variable valve control for Otto engines, lecture at the 7th International Vienna Engine Symposium, 24 and 25.4.1986, Vienna.

[3] Walzer, Peter; Adamis, Panagiotis; Heinrich, Hartmut and Schuhmacher, Volker: Variable control times and variable compression with Otto engines, Engine Engineering magazine 47 (1986), No. 1, pages 15/20.

[4] Titolo, A: The Fiat Variable Valve Timing. International Congress, Aachen: "The vehicle Otto engine with new European boundary conditions", 23 – 25 Oct. 1985.

[5] N. N.: Variable controls. Car, Engine and Sport, edition 22, 25 October 1986, pages 36/39.

[6] N. N.: Phase converter helps to save petrol. Eng; Car Journal No. 25, 5 December 1984, pages 120/121.

[7] Roth, Willi: Revolution-dependent adjustment of valve control times with combustion engines. German Patent Office DE-OS 34 06 100 (1985).

- [8] Schreiber, Klaus-Hagen: Device for the infinitely variable adjustment of control times of gas exchange valves. German Patent Office DE-OS 35 09 094 (1985).
- [9] Akita, Kazuya: Valve Timing Control Device Of Internal Combustion Engine. Japanese Patent Office JP-OS 59-12 108 (1984).
- [10] Murai, Toshimi: Valve Timing Controller of Internal Combustion Engine. Japanese Patent Office JP-OS 60-32 913 (1985).
- [11] Burandt, Corliss, O.: Method And Apparatus For Controlling The Valve Operation Of An Internal Combustion Engine. Internal Publication Number WO 83/01 484 (1983).
- [12] Chadwick, Alexander: Adjustable Valve Timing For No Control. Official Gazette US 36 83 875 (1972).
- [13] The Renold & Coventry Chain Co. Ltd.: Tensible chain drive for the cam shaft drive of internal combustion engines. Reich's Patent Office Patent Specification No. 6 14 688 (1935).
- [14] Piech, Ferdinand: Method for Controlling the Operation of an Internal Combustion Engine and an Internal Combustion Engine functioning according to the Method. German Patent Office DE-OS 27 47 884 (1979).
- [15] Wagner, Wolf-Dietrich; Wiemann, Günter: Internal Combustion Engine with two Cam Shafts disposed next to one another. German Patent Office DE-OS 35 34 446 (1987).
- [16] Kölker, Wilfried: Infinitely variable regulation of the opening times and opening angles of gas exchange valves. German Patent Office DE-OS 19 64 005 (1971).
- [17] Piech, Ferdinand: Method for improved Exhaust Gas Decontamination of a Valve-controlled Internal Combustion Engine. German Patent Office DE-OS 35 06 107 (1986).
- [18] Rafanelli, Renzo: Device for the Automatic Regulation of the Timing of the Inlet and Exhaust Valves of a four-cycle Internal Combustion Engine. United States Patent Office US 34 41 009.
- [19] Apctaur, Milan; Neniczka, Antonin; Vytroubal, Ladislav: Valve Control for Piston Internal Combustion Engines with changeable Valve Control Time. German Patent Office DE-OS 20 49 737.

[20] Henselek, Artur: Examination of the effectiveness of a new type of variable valve control. Study at the Ruhr University, Bochum (1988).

Contents

5	1. Load control without a throttle flap
	2. Cam shaft phase displacement
	3. Influence of the drive element of the cam shaft
10	3.1. Patent Application DE 34 06 100.2
	3.2. Patent Application DE 35 09 094.4
	3.3. Patent Application JP 57-1 21 294
	3.4. Further proposed solutions
	4. Principle of cam shaft phase control
15	
	4.1 In-line engine
	4.2 Boxer engine
	4.3 V engine
20	5. Synchronous or asynchronous operation of two inlet and/or two outlet valves per cylinder
	5.1 Variable closure of the inlet component
	5.2 Variable closure of the inlet and outlet component
25	5.3 Variable opening and closure of the inlet and outlet component
	6. Optimisation possibilities
	6.1 Valve diameter
30	6.2 Suction pipe design
	6.3 Single throttle flaps
	7. Advantages of the concept

8. Example of an application for diesel injection pumps

9. Comments

5

10. Bibliography

11. Figures

Patent Claims

1. Variable valve control, **characterised in that** the phase position of the cam shaft(s) (2) is changed by the displacement of the control rollers (5).
5
2. The control according to Claim 1, characterised in that in a cylinder head, which has at least two inlet valves *EV 1* and *EV 2* and two outlet valves *AV 1* and *AV 2* per cylinder, the pairs of inlet and outlet valves are disposed diagonally or diametrically or at right angles to the longitudinal axis of the cylinder head.
10
3. The control according to Claims 1 and 2, characterised in that by means of a logical combination of proposals 1 and 2, the inlet valves *EV 1* are controlled in phase or out of phase with *EV 2* and the outlet valves *AV 1* with *AV 2*.
15
4. The control according to Claim 1, characterised in that the displacement of the control rolls (5) is implemented electromechanically or hydraulically and is computer-controlled.
20
5. The control according to Claims 1 and 4, characterised in that the displacement of the control rollers (5) is determined by the control variables for the revolutions and/or load and/or temperature of the combustion engine and/or temperature of a catalytic converter or of a converter or of a soot filter and/or output of a turbocharger or of a mechanical charger and by other control variables.
25
6. The control according to Claim 1, characterised in that the fresh charge is supplied to the cylinders with increased pressure.
30
7. The control according to Claim 1, characterised in that the ignition time or injection time of an injection pump is changed by displacing the control rollers (5).

8. Characterised in that the cam shaft toothed wheels (1) are disposed so as to be offset on the longitudinal and/or transverse axis of the cylinder head within a double cam shaft cylinder head.

5

9. Characterised in that within a cylinder head which has at least two inlet valves *EV* 1 and *EV* 2 and two outlet valves *AV* 1 and *AV* 2 per cylinder and the pairs of inlet and outlet valves are disposed diagonally or diametrically or at right angles to the longitudinal axis of the cylinder head, the inlet valves *EV* 1 are controlled in phase or out of phase with *EV* 2 and outlet valves *AV* 1 with *AV* 2 with devices which have already been realised or will be in the future.

10

10. Characterised in that the control according to Claim 1 can also find applications with other devices.

15

43 pages of drawings attached

Key to the Figures

Fig. 1: Mechanically variable valve control

5	Cylinder head with VVS	Adjustment of the cam shaft	Adjustment of the rocker lever
	1. stroke cam shaft	Zahnrad = toothed wheel	Kunststoffrad = plastic wheel
	2. control cam shaft	gerade Verzahnung = straight teeth	
	3. rocker lever	Steuerbewegung = control movement	Ritzel = pinion
10	4. valve	Öldruck = oil pressure	
	5. valve spring	Spiralverzahnung = spiralling teeth	1. stroke cam shaft
	6. rocker lever spring	Nockenwelle = cam shaft	2. control cam shaft
	7. crank	Feder = spring	3. valve
	8. needle roller mounted roller	Zwischenrad = intermediate wheel	4. crank
15	9. hydraulic damper		5. needle roller mounted rollers
			6. rocker lever
			7. rocker lever spring

20 Fig. 2: Variable valve control based on electronic hydraulics

- A. cam shaft
- B. flat-base tappet
- C. tappet piston
- 25 D. tappet chamber
- E. braking piston
- F. valve brake
- G. inlet valve
- H. magnetic valve
- 30 I. oil reservoir
- J. check valve
- K. outflow cross-section
- L. inflow cross-section

35 Fig. 3: Rotary slide valve control

Steuerschlitze = control slit

Drehschieber = rotary slide valve

Fig. 4: Series cylinder head

Fig. 5: Cam shaft phase control according to Fiat

5 **Fig. 6:** Average functional pressure and specific fuel consumption

Fig. 7: Cam shaft phase control according to Daimler Benz

Fig. 8: Cam shaft phase control according to Alfa Romeo

10

1. magnetic switch
2. control valve
3. nut SW 55
4. chain wheel
- 15 5. adjustment piston
6. housing casing
7. cam shaft
8. mushroom tappet
9. pinion with inclined teeth

20

10. spring
11. screw joint
- A – control borehole
- B – oil chamber
- C – oil channel supply

25

Fig. 9: Patent Application DE 34 06 100.2

Nockenwelle = cam shaft

früher = earlier

30 später = later

Kurbelwelle = crank shaft

Fig. 10: Patent Application Example DE 34 06 100.2

35 Lage = position

Fig. 11: Patent Application DE 35 09 094.4

Fig. 12: Patent Application Example DE 35 09 094.4

40

Fig. 13: Belt length change in the range of rollers 1 and 2

Riemenlängenänderung = belt length change

Rolle = roller

5 Verschiebebetrag = displacement value

Fig. 14: Patent Application JP 57-121 294

Fig. 15: Patent Application JP 58-140 294

10

Fig. 16: Patent Application Example JP 57-121 294

Lage = position

15 **Fig. 17:** Patent Application US 82/01468

Fig. 18: Patent Application US 3.683.875

Fig. 19: Patent Application GB 614 688

20

Fig. 20: Patent Application DE 27 47 884.8

Fig. 21: Patent Application DE 35 34 446.6

25 **Fig. 22:** Patent Application DE 19 64 005

Fig. 23: Patent Application DE 35 06 107.3

Fig. 24: Patent Application I 639.467

30

Fig. 25: Patent Application CS 6793-69

Fig. 26: Patent Application DE 37 05 996.1

35 **Fig. 27:** Phase displacement with $d = 114.65 \text{ mm}$

Nockenwellenphasenverschiebung = cam shaft phase displacement

Verschiebebetrag der Steuerrollen = displacement value of the control rollers

40 **Fig. 28:** In-line engine

Einlaß / Auslaß = inlet / outlet

Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung = tension device

5 Wasserpumpe = water pump

Fig. 29: In-line engine

Auslaß = outlet

10 Einlaß = inlet

Spannvorrichtung (Wasserpumpe) = tension device (water pump)

Schrittmotor = step motor

Fig. 30: In-line engine

15

Auslaß = outlet

Einlaß = inlet

Spannvorrichtung = tension device

Schrittmotor = step motor

20 Wasserpumpe = water pump

Fig. 31: In-line engine

Auslaß = outlet

25 Einlaß = inlet

Spannvorrichtung = tension device

Schrittmotor = step motor

Ölhydraulikpumpe = oil hydraulics pump

Wasserpumpe = water pump

30

Fig. 32: In-line engine

Auslaß = outlet

Einlaß = inlet

35 Spannvorrichtung = tension device

Schrittmotor = step motor

Ölhydraulikpumpe = oil hydraulics pump

Wasserpumpe = water pump

Fig. 33: In-line engine

Auslaß = outlet

Einlaß = inlet

5 Ölhydraulikpumpe = oil hydraulics pump

Spannvorrichtung = tension device

Schrittmotor = step motor

Wasserpumpe = water pump

10 **Fig. 34:** Boxer engine

Einlaß / Auslaß = inlet / outlet

Spannvorrichtung = tension device

Schrittmotor = step motor

15

Fig. 35: Boxer engine

Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

20 Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung (Wasserpumpe) = tension device (water pump)

Fig. 36: Boxer engine

25 Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung (Wasserpumpe) = tension device (water pump)

30 **Fig. 37:** Boxer engine

Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

Spannvorrichtung = tension device

35 Schrittmotor = step motor

Fig. 38: Boxer engine

Einlaß = inlet

40 Auslaß = outlet

Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung = tension device

Fig. 39: Boxer engine

5

Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung = tension device

10

Fig. 40: V engine

Einlaß / Auslaß = inlet / outlet

Schrittmotor = step motor

15

Wasserpumpe = water pump

Spannvorrichtung = tension device

Fig. 41: V engine

20

Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung (Wasserpumpe) = tension device (water pump)

25

Fig. 42: V engine

Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

30

Schrittmotor = step motor

Wasserpumpe = water pump

Spannvorrichtung = tension device

Fig. 43: V engine

35

Einlaß = inlet

Auslaß = outlet

Wasserpumpe = water pump

Schrittmotor = step motor

40

Spannvorrichtung = tension device

Ölhydraulikpumpe = oil hydraulics pump

Fig. 44: V engine

- 5 Einlaß = inlet
 Auslaß = outlet
 Schrittmotor = step motor
 Wasserpumpe = water pump
 Spannvorrichtung = tension device

10

Fig. 45: Conventional valve arrangement

Längsachse Zylinderkopf = longitudinal axis cylinder head

AV = outlet valve

15 EV = inlet valve

Fig. 46: Valve arrangement according to control concept

Längsachse Zylinderkopf = longitudinal axis cylinder head

20 Nockenwelle = cam shaft

Kipphebel = rocker lever

EV = inlet valve

AV = outlet valve

25 **Fig. 47:** Possible channel arrangements

Fig. 48: Conventional valve arrangement

Längsachse Zylinderkopf = longitudinal axis cylinder head

30 AV = outlet valve

EV = inlet valve

Fig. 49: Valve arrangement according to control concept

35 Längsachse Zylinderkopf = longitudinal axis cylinder head

Nockenwelle = cam shaft

EV = inlet valve

AV = outlet valve

40

Fig. 50: Possible channel arrangements

Fig. 51: Variable closure of the inlet component

5 Steuerdiagramm = control diagram

EV = inlet valve

AV = outlet valve

Nockenwelle II phasenverschoben in Richtung A um 25° KW = cam shaft II phase displaced in direction A by 25° KW (= crank shaft)

10 OT = top dead center

UT = bottom dead center

Fig. 52: Variable closure of the inlet and outlet component

15 see key to Fig. 51

Fig. 53: Variable opening and closure of the inlet and outlet component

20 Nockenwelle I in Richtung A und Nockenwelle II in Richtung B um 25° KW phasenversetzt = cam shaft I

in direction A and cam shaft II in direction B phase offset by 25° KW (= crank shaft)

and see key to Fig. 51

25 **Fig. 54:** Valve diameter

EV = inlet valve

AV = outlet valve

30 **Fig. 55:** Suction pipe design

Saugrohr zu EV1 = suction (or inlet) pipe to inlet valve 1

Sammeltopf = manifold

Saugrohr zu EV2 = suction (or inlet) pipe to inlet valve 2

35

Fig. 56: Centrifugal force injection adjuster

Fliehgewicht = centrifugal weight

Verstellscheibe = adjustment disc

40 Rolle = roller

Dichtung = seal

Gehäuse = housing

Nabe = hub

Verstelltopf = adjustment vessel

5 Verschußdeckel = cover plate

Fig. 57: Electronically regulated injection adjuster

spät = late

10 früh = early

Schrittmotor = step motor

Spannvorrichtung (Wasserpumpe) = tension device (water pump)

Zahnrad / Dieseleinspritzpumpe = toothed wheel / diesel injection pump

Rotationslage zur Kurbelwelle = rotation position with respect to the crank shaft

15 Mikroprozessor = microprocessor

Drehzahl = number of revolutions

Last = load

Temperatur = temperature